

Audi-Dissertationsreihe, Band 122

Heiz- und Kühlkonzept für ein batterieelektrisches Fahrzeug basierend auf Sekundärkreisläufen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte
DISSERTATION

von: Thomas A. Weustenfeld
aus: Herdecke

eingereicht am: 10. September 2016
mündliche Prüfung am: 21. Juni 2017

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr. rer. nat. Ludwig Brabetz

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2017

Zugl.: (TU) Braunschweig, Univ., Diss., 2017

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2017

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2017

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9627-4

eISBN 978-3-7369-8627-5

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Doktorand bei der AUDI AG unter wissenschaftlicher Betreuung des Instituts für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig zwischen 2012 und 2016. Über die vier Jahre der Entstehung dieser Arbeit haben mich viele Menschen begleitet, denen ich zu tiefem Dank verpflichtet bin.

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler von der Technischen Universität Braunschweig danke ich für die inhaltliche Betreuung der Arbeit sowie zahlreiche interessante Anregungen, die meinen Horizont stets erweitert haben. Prof. Dr. rer. nat. Brabetz danke ich für seine Tätigkeit als Zweitgutachter und das aufrichtige Interesse. Mein ganz besonderer Dank gilt Dr.-Ing. Wilhelm „Willi“ Tegethoff, der mir fachlich und menschlich ein Vorbild bleiben wird. Zahlreiche interessante und intensive Diskussionen haben die Arbeit zu dem gemacht, was sie jetzt ist.

Des weiteren möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Abteilung „Simulation Strömungstechnik/Thermomanagement Elektrifizierte Fahrzeuge“ für die kollegiale und freundschaftliche Zusammenarbeit bedanken. Insbesondere möchte ich meinem Vorgesetzten Dr.-Ing. Strasser für die bedingungslose Unterstützung und das entgegengebrachte Vertrauen bedanken. Dr.-Ing. Werner Bauer-Kugelman danke ich für die vielen fachlichen Diskussionen und seine ausgeglichene Art, die mir geholfen hat, das Ziel nicht aus den Augen zu verlieren. Ich danke zudem meinen ehemaligen Vorgesetzten Dr. techn. Wolfgang Puntigam, Alois Stauber und Alwin Schludi sowie ehemaligen Kollegen Ernst-Peter Wachsmann und Dr.-Ing. Jan-Erik Körner für die Initiierung des Projektes. Zudem danke ich Dieter Walter für seine ansteckende und rastlose Innovationskraft.

Ein besonderer Dank gilt meinem Doktoranden-Kollegen Dr.-Ing. Jan Christoph Menken für viele fachliche und auch „über-fachliche“ Diskussionen. Neben vielen gemeinsamen Veröffentlichungen und Projekten bedanke ich mich für die entstandene Freundschaft. Mit seinen grundlegenden Untersuchungen zu Sekundärkreislaufsystemen hat er wichtige Voraussetzungen für diese Arbeit geschaffen.

Für ihren außerordentlichen Einsatz danke ich unseren ehemaligen Studenten Manuel Schwarz, Sophie Havenstein, Adrian Lenz, Jonathan Krost, Julian Beyer, Martin Ricke, Miguel Ángel Gaspar Celda, Patrick Schmidt, Claudia Cöper, Johannes Walter, Lukas Zollner und Constantin Sfirnaciuc.

Zuletzt danke ich meiner Familie, für ihr Verständnis und entgegengebrachtes Vertrauen, insbesondere meinen Eltern bin ich für ihre stets bedingungslose Liebe zutiefst dankbar. Allen voran danke ich meiner Mutter Dr. Traudel Weustenfeld für das Korrekturlesen nicht-ender Textabschnitte, die sie von drei Kontinenten der Welt erreichten. Shanshan Zheng danke ich für viel Geduld, Vertrauen und schöne Momente außerhalb der Doktorarbeit.

Kurzfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung und Herleitung eines neuartigen Heiz- und Kühlsystems für ein batteriebetriebenes Fahrzeug. Das System basiert auf zwei Ansätzen: Zum einen dient ein kompakter Kältemittelkreislauf der zentralen Bereitstellung von Heiz- und Kühlleistung. Zum anderen erfolgt eine einfache Anbindung von thermischen Quellen und Senken über Sekundärkreisläufe. Im Rahmen dieser Arbeit werden neuartige Methoden zur systematischen Ableitung von Funktionen, Betriebsstrategien, Verschaltungsplänen und Simulationsmodellen für ein solches System mit Hilfe der Graphentheorie erarbeitet.

Dem konventionellen, verbrennungsmotorisch angetriebenem Fahrzeug stehen heute elektrische und teilelektrische Antriebskonzepte gegenüber. Mit dem Entfall des Verbrennungsmotors als zuverlässige Wärmequelle für die Innenraumklimatisierung sowie Heiz- und Kühlanforderungen neuer Antriebskomponenten ändern sich auch Heiz- und Kühlsysteme grundlegend. Verteilte Heiz- und Kühlsysteme müssen ganzheitlich betrachtet werden, um eine effiziente Nutzung der vorhandenen Energie zu gewährleisten und somit den negativen Einfluss auf die Reichweite batteriebetriebener Fahrzeuge im Kundenbetrieb zu minimieren.

Durch die Anwendung einer neuen Bewertungsmethode, die das statistisch repräsentative Nutzungsverhalten mit realen Klimaprofilen abbildet, werden erstmalig reale thermische Anforderungen an das Heiz- und Kühlsystem untersucht. Dazu wird ein Gesamtfahrzeugmodell eines batterieelektrischen Fahrzeugs vorgestellt. Dieses besteht aus einem Längsdynamik- und Antriebsstrangmodell zur Vorhersage thermischer Verluste der elektrischen Antriebskomponenten sowie einem Klimasystemmodell zur Vorhersage stationärer und transienter Klimatisierungsbedarfe.

Im Mittelpunkt dieser Arbeit steht eine neue Methode zur Identifikation erforderlicher thermischer Energieströme zwischen Quellen und Senken des Heiz- und Kühlsystems bei gleichzeitiger Berücksichtigung von Temperaturdifferenzen, die für die Übertragung von Wärme Voraussetzung sind. Durch Anwendung der Methode werden energieflussbasierte Betriebsstrategien unter Annahme eines idealisierten Thermomanagements abgeleitet. Im Rahmen einer statistischen Analyse werden identifizierte Betriebsarten klassifiziert sowie Auftrittshäufigkeiten und Wechselwirkungen für die Betriebsfälle Heizen/Kühlen und Entfeuchten untersucht.

Aufbauend auf den gewonnenen Erkenntnissen folgt die systematische Ableitung, Untersuchung und Optimierung hydraulischer Realisierungen, die sich aus der energieflussbasierten Analyse ergeben. Dabei wird eine neue graphentheoretische Methode zur halbautomatisierten Ableitung von Simulationsmodellen beliebiger Verschaltungspläne erarbeitet. Die Anwendung der Simulationsmethoden erfolgt für die Bewertung eines ganzjahrestauglichen thermischen Energiespeichers hinsichtlich der Steigerung der elektrischen Reichweite.

Summary

The objective of this thesis is to study and establish a novel heating-and-cooling system for battery electric vehicles. This system is based on two principles: First, a compact refrigeration unit provides heating and cooling power centrally. Second, using secondary fluid loops simplifies the way thermal sources and thermal sinks are integrated. By applying graph theory, this work develops new methods for systematic deduction of functions, operational strategies, system designs and simulation models.

Nowadays, electric or partial-electric drive trains coexist with conventional combustion-engine-powered vehicles. The design for vehicle heating-and-cooling systems are undergoing rapid changes. This is because electric vehicles do not rely on combustion engine as the heat source for cabin heating. Furthermore electric vehicles have their own heating and cooling demands due to the incorporation of new drive train components. Various subsystems must be considered holistically in order to ensure most efficient usage of available energy and thus minimize the negative impact on real-world electric driving range.

This thesis also applies a new method using statistically-representative customer usage and climate profiles to the study real-world thermal demands of the heating and cooling system for the first time. This requires a model of a battery electric vehicle, which consists of a longitudinal dynamics model, a drive train model, and a climate system model. The longitudinal dynamics and drive train model are used to predict thermal losses of electric drive train components, while the climate system model is used to predict steady state and transient heating and cooling loads for interior air conditioning.

Central to this thesis is a new method for identifying the necessary thermal energy flows among components of the heating-and-cooling system while simultaneously considering temperature differences required for heat transfer. Using the new method, energy-flow-based operation modes are identified under the assumption of an ideal thermal management. Within the scope of a statistical analysis, such identified operation modes are classified and also their probability of occurrence and interaction is studied.

Finally, hydraulic realizations are derived (from the discovered energy-flow-based operation modes), analyzed and optimized. A new method generalizing the simulation of arbitrary coolant flow loops is developed. This simulation method evaluate a year-round available thermal energy storage system with respect to its ability to increase electric driving range.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	III
Summary	V
1 Einleitung und Motivation	1
1.1 Grundlagen und Stand der Wissenschaft	2
1.2 Ziele der Arbeit und wissenschaftlicher Beitrag	11
1.3 Vorgehensweise und Aufbau	11
2 Nutzungsverhalten, klimatische Randbedingungen und thermische Anforderungen	13
2.1 Nutzungsverhalten bei Elektrofahrzeugen	13
2.2 Klimatische Randbedingungen	15
2.3 Relevante Randbedingungen und thermische Anforderungen	15
2.4 Thermische Anforderungen des Innenraums	17
2.5 Typische klimatische Randbedingungen für die drei Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten	18
2.6 Thermische Anforderungen des Antriebsstrangs	21
3 Systemkomponenten des Heiz- und Kühlsystems	23
3.1 Elektrischer Zuheizter	23
3.2 Umgebungswärmeübertrager	24
3.3 Kompakter Kältemittelkreislauf	25
3.4 Thermischer Energiespeicher	30
4 Methode zur strukturierten Herleitung erforderlicher thermischer Energieströme	35
4.1 Annahmen zur Ableitung idealisierter Energieströme	35
4.2 Definition von Systemkomponente, virtuellem Knoten und Funktion	36
4.3 Eigenschaften der erforderlichen virtuellen Knoten	41
4.4 Beschreibung der erforderlichen Funktionen	44
4.5 Simulationsmodell und Berechnung der Betriebsarten	46
4.6 Beispiele zur Veranschaulichung der energieflussbasierten Methode	47
4.7 Diskussion und wissenschaftliche Einordnung	48
5 Strukturierte Herleitung erforderlicher thermischer Energieströme für das untersuchte BEV	51
5.1 Dynamische Nutzungs- und Klima-Randbedingungen auf Basis von 48 repräsentativen Tagesfahrzyklen	51
5.2 Betrachtung von zwei simulierten Tagesverläufen	52
5.3 Statistische Analyse für die Region USA	58
6 Graphenbasierte Methode zur Simulation generischer Fluidkreisläufe	67
6.1 Definition von Verschaltung und Verschaltungsplan	67
6.2 Übersicht über das Simulationsmodell	68
6.3 Methode zur thermischen Simulation beliebiger Verschaltungen	71

6.4	Methode zur Berechnung von Verschaltungen aus Verschaltungsplänen bei gegebenen Stellwerten	75
6.5	Diskussion und wissenschaftliche Einordnung	77
7	Realisierung der erforderlichen thermischen Energieströme durch ein Sekundärkreislaufsystem	81
7.1	Freiheitsgrade bei der Realisierung von Funktionen	81
7.2	Herleitung eines Verschaltungsplans	83
7.3	Betrachtung von drei praxisrelevanten Fragestellungen	88
8	Energieflussoptimierte Integration eines thermischen Energiespeichers	97
8.1	Anwendungen für einen thermischen Speicher	97
8.2	Vor- und Nachteile eines thermischen Speichers	98
8.3	Dimensionierung des thermischen Speichers	98
8.4	Anpassung Verschaltungsplan und Betriebsschema	103
8.5	Reichweitenanalyse mit Berücksichtigung der klimaabhängigen Unsicherheit	104
9	Zusammenfassung und Ausblick	109
	Anhang	111
A	Dynamische Temperatur- und Leistungsbedarfe der Innenraumklimatisierung	113
A.1	Aufgaben der Fahrzeugklimatisierung	113
A.2	Modellierung des Fahrgastraums	114
A.3	Modellierung des Klimageräts	116
A.4	Modellierung und Anpassung des Klimareglers	119
A.5	Simulation instationärer Klimatisierungsbedarfe	123
B	Dynamische Temperatur- und Leistungsbedarfe des Antriebsstrangs	127
B.1	Angenommene Fahrzeugparameter	129
B.2	Modellierung von Längsdynamik und Antriebsstrang	130
B.3	Modellierung der Hochvolt-Batterie	131
B.4	Thermische Modellierung der elektrischen Antriebskomponenten	132
B.5	Simulation typischer Verlustwärmern	134
C	Graphen zur Beschreibung von thermodynamischen Systemen	135
D	Listen, Tabellen und Übersichten	143
D.1	Übersicht Heiz- und Kühlsysteme für BEVs und PHEVs	143
D.2	Auftrittshäufigkeiten von klimatischen Randbedingungen	147
D.3	Automatisch generierte Übersicht aller Funktionen	150
D.4	Übersicht prozessnaher Regler und Betriebsstrategie	151
D.5	Überblick Simulationsmodell	153
D.6	Modell Kühlerlüfter	154
E	Alle identifizierten energieflussbasierten Betriebsarten	155
	Nomenklatur	169
	Literaturverzeichnis	175

1 Einleitung und Motivation

Elektrofahrzeuge (Battery Electric Vehicle - BEV) und Plug-In-Hybridfahrzeuge (Plug-In Hybrid Electric Vehicle - PHEV) sind eine vielversprechende Antwort auf zukünftige Fragestellungen der Energie- und Umweltpolitik. Die Europäische Umweltagentur (EUA) gibt an, dass im Jahr 2009 ca. 20% der durch die EU-15-Staaten emittierten Treibhausgase auf den straßengebundenen Transportsektor zurückzuführen waren [1]. In vielen Märkten wie Europa, USA und Japan werden heute und in den kommenden Jahren CO₂-Grenzwerte vorgeschrieben und weiter verschärft. Zum April 2009 trat die EU-Verordnung zur Festsetzung von Emissionsnormen für neu zugelassene Automobile in Kraft [2]. Diese schreibt den CO₂-Ausstoß für Neuwagenflotten aller Hersteller in Europa vor. Bis zum Jahr 2020 muss dieser auf durchschnittlich 95 g CO₂ pro Kilometer gesenkt werden. Sollten im Jahr 2025 Flottenziele unterhalb von 60 g/km gesetzlich vorgeschrieben sein, müssten BEVs und PHEVs in einem großen Umfang im Markt abgesetzt werden [3].

Den noch zaghafte Adaptionsraten (12 363 Neuzulassungen reiner Elektrofahrzeuge in Deutschland im Jahr 2015 [4]) von Fahrzeugen mit alternativem Antrieb stehen gesellschaftliche Megatrends und sozioökonomische Faktoren wie eine zunehmende Urbanisierung gegenüber. Diese können nachhaltige Veränderungen der Mobilitätsbedürfnisse zur Folge haben, welche die Nachfrage nach emissionsfreien und hocheffizienten elektrisch angetriebenen Fahrzeugen erwarten lassen [5].

Bei Elektrofahrzeugen ist das Heiz- und Kühlsystem der größte energetische Nebenverbraucher. Dies begründet sich durch den Entfall der Verbrennungskraftmaschine als Wärmeversorger sowie zusätzliche Temperierungsbedarfe von Antriebskomponenten wie der Batterie [6]. Der Verbrauch elektrischer Energie hat dabei unmittelbare Auswirkung auf die elektrische Reichweite des Fahrzeugs. Bis zu 40% der Reichweite kann durch den Einfluss äußerer Randbedingungen, insbesondere der Temperatur, verloren gehen ([7], [8], [9]). In bestimmten Situationen ist es möglich, dass Heiz- und Kühlsysteme mehr elektrische Energie aufnehmen, als für den Antrieb des Fahrzeugs erforderlich ist. Es müssen daher Lösungen gefunden werden, um die Energieeffizienz von Heiz- und Kühlsystemen zu steigern.

Abbildung 1.1 zeigt den elektrischen Energieverbrauch des Heiz- und Kühlsystems in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur. Dabei wird eine Wärmebereitstellung durch einen Widerstandsheizer als Stand der Technik 2010 angenommen. Bei einer Umgebungstemperatur von -20 °C können im stationären Betrieb ca. 6 kW elektrische Energie für das Heizen des Fahrgastraums erforderlich sein. Wird das Fahrzeug nicht vorgeheizt, sind im instationären Betrieb elektrische Leistungsaufnahmen von bis zu 10 kW möglich ([10], [11]). Ein Wärmepumpensystem ist eine Möglichkeit zur Reduktion des Bedarfs an elektrischer Energie [12]. Zum Vergleich enthält Abbildung 1.1 die durchschnittliche Antriebsleistung eines *Smart Fortwo electric drives* und eines *Volkswagen e-Golfs* im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) entsprechend Herstellerangaben. Es wird deutlich, dass das Heiz- und Kühlsystem abhängig von den Umgebungsbedingungen einen deutlichen Einfluss auf die Reichweite haben kann.

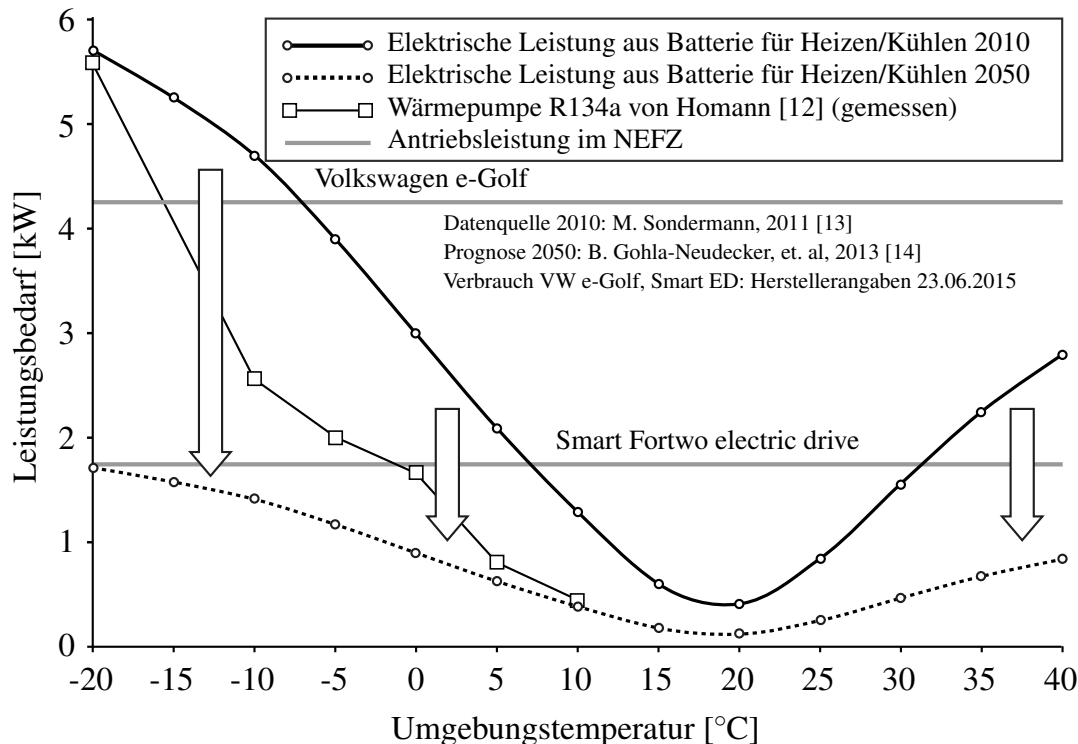


Abbildung 1.1: Stationäre Leistungsaufnahme des Heiz- und Kühlsystems mit Widerstandsheizern für ein batterieelektrisches Fahrzeug im Jahr 2010 und geschätzt für das Jahr 2050 ([14], [13]); zudem ein Wärmepumpensystem mit dem Kältemittel R134a [12].

Um die thermischen Anforderungen zukünftiger Fahrzeugarchitekturen mit rein elektrifiziertem Antriebsstrang erfüllen zu können, müssen neue energieeffiziente Klimatisierungs- und Thermomanagementkonzepte entwickelt werden. Dabei sind sowohl der Insassenkomfort als auch die spezifischen Temperaturanforderungen verschiedener Komponenten zu berücksichtigen. Das Thermomanagement des Fahrzeugs ist damit eine Schlüsseltechnologie für den Erfolg der Elektromobilität. Nach Prognosen von Gohla-Neudecker et al. [14] werden bis zum Jahr 2050 Senkungen des vom Heiz- und Kühlsystem verursachten Energieverbrauchs um ca. 60% erwartet. Dies macht ein ganzheitliches Thermomanagementkonzept mit einer intelligenten Verknüpfung der thermischen Quellen und Senken erforderlich.

1.1 Grundlagen und Stand der Wissenschaft

Während die Entwicklung verbrennungsmotorischer Antriebe mehr als 100 Jahre andauerte, sind Fahrzeuge mit alternativem Antrieb erst in den letzten 10 Jahren in den Fokus der aktiven Entwicklung gerückt. Heiz- und Kühlsysteme haben sich daher auch deutlich geändert. In der historischen Entwicklung war zunächst die Kühlung von Komponenten des Antriebsstrangs wie Verbrennungsmotor oder Getriebe erforderlich. Um die Leistung aufgeladener Motoren zu steigern und Schadstoffemissionen zu reduzieren, kam vermehrt eine Ladeluftkühlung zum Einsatz. Das große Angebot an Verlustwärme wurde genutzt: Mit Hilfe einer Heizung konnte die anfallende Wärme auch zum Heizen bei geringen Umgebungstemperaturen dem Innenraum zur Verfügung gestellt werden. Ab den 1960ern kam ein Kältemittelkreislauf zur Kühlung des Fahrzeuginnenraums bei hohen Umgebungstemperaturen vermehrt hinzu [15].

Im Jahre 2014 waren 94% aller in Deutschland verkauften Neufahrzeuge mit einer sogenannten Klimaanlage ausgestattet [16]. Heute ist die Erwartung des Kunden, dass ein Fahrzeug in der Lage ist, eine definierte thermische Behaglichkeit sicherzustellen. Zudem müssen gesetzliche Vorschriften z. B. zur Sicherstellung der Beschlagsfreiheit von Scheiben eingehalten werden.

Für den weiteren Verlauf der Arbeit werden die Untersuchungen auf BEVs eingeschränkt. Da viele der Erkenntnisse jedoch auch für PHEVs gültig und übertragbar sind, werden nachfolgend stellenweise auch PHEVs in die Diskussion einbezogen.

Spezifische Anforderungen von batterieelektrischen Fahrzeugen

Bei BEVs kommt es im Wesentlichen zu drei grundlegenden Veränderungen: Zunächst entfällt der Verbrennungsmotor vollständig als Wärmequelle. Damit entfällt auch das bisherige Heizsystem quellenseitig großteils. Des Weiteren ist die erforderliche elektrische Traktionsbatterie ein temperatursensibles Bauteil. Die optimale Batterietemperatur hängt dabei stark vom Batterietyp ab. Typischerweise kommen bei BEVs Bleiakkumulatoren, Nickel-Metall-Hydrid- (NiMH) und Lithium-Ionen-Batterien zum Einsatz [17].

Bei geringen Temperaturen können Batterien nur eingeschränkt betrieben werden, da sich die elektrochemischen Prozesse verlangsamen und der innere Widerstand steigt [18]. Bei hohen Temperaturen kommt es zudem zur Zersetzung des Elektrodenmaterials und im schlimmsten Fall zum sogenannten „Thermal Runaway“. Bei Lithium-Ionen-Batterien wird ein Temperaturbereich zwischen 10 °C und 30 °C als ideal betrachtet [19]. Neben der Zelltemperatur sind dabei auch Temperaturgradienten innerhalb der Batteriezellen sowie mittlere Temperaturunterschiede zwischen Zellen hinsichtlich der Lebensdauer von großer Bedeutung ([20], [21]). Bei den Kühlkonzepten für Batterien wird zwischen luftgekühlten und flüssigkeitsgekühlten Batterien unterschieden [22]. Auch eine direkte Kühlung der Batterie mit Kältemittel wird diskutiert [23]. Verschiedene Kühlkonzepte von flüssigkeitsgekühlten Lithium-Ionen-Batterien, wie nachfolgend angenommen, werden von Smith untersucht [21]. Bei einigen Batteriesystemen ist neben dem Kühlen der Batterie auch das Heizen der Batterie erforderlich [9]. Wird die Batterie bei Umgebungstemperaturen oberhalb von 30 °C gekühlt, muss der Kältemittelkreislauf der Klimaanlage um entsprechende Funktionalität erweitert werden. Zuletzt müssen die Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs, Leistungselektronik und elektrische Maschinen gekühlt werden, da beispielsweise Halbleiter, Dioden und elektrische Kondensatoren bei derzeitiger Bauweise sowohl Leistung als auch Lebenszeit einbüßen, wenn diese zu heiß werden.

Bei PHEVs kommt es immer noch zum teilweisen Entfall der Verbrennungskraftmaschine als Wärmequelle während elektrischer Fahrphasen. Daher sind im Heizsystem betriebsmodusunabhängige Maßnahmen zur Sicherstellung der Heizleistung erforderlich. Bei PHEVs könnten die elektrischen Antriebskomponenten in den Motorkühlkreislauf eingebunden werden. Allerdings ist ein eigenständiger Kühlkreislauf bei einem Temperaturniveau von ca. 70 °C gegenüber der Einbindung in den Motorkühlkreislauf eines PHEVs bei einem Temperaturniveau bis zu 105 °C kostengünstiger, wenn die Lebensdauer berücksichtigt wird [24]. Zwar können die Prinzipien der verbrennungsmotorischen Kühlung übertragen werden, jedoch sind die absolut zulässigen maximalen Temperaturen deutlich geringer. Damit ergibt sich das Problem, dass das Temperaturdelta zwischen kühlmittelseitigem Kühlereintritt und

Umgebungstemperatur geringer ist als bei einem Motorkühlkreislauf. Es würde bei gleicher Kühlerfläche weniger Leistung abgeführt werden. Da der elektrische Antriebsstrang jedoch deutlich effizienter ist, sinken die absoluten Abwärmen. Dies gilt auch, wenn berücksichtigt wird, dass ein großer Anteil der Verlustwärme der Verbrennungskraftmaschine über das Abgas abgeführt wird.

Der durch die Klimatisierung verursachte Verbrauch bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen ist Thema der vom Verband deutscher Automobilindustrie in Auftrag gegebenen FAT 233 „Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge“ [8]. Auch wenn der Insassenkomfort bei rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen noch nicht im Fokus der öffentlichen Wahrnehmung steht, so bietet er doch eines der wesentlichen Handlungsfelder bei der Entwicklung dieser Fahrzeuge [25].

Maßnahmen zur Steigerung der Systemeffizienz

Neue Heiz- und Kühlsysteme für BEVs und PHEVs, die die Gesamtsystemeffizienz steigern, konzentrieren sich auf vier Ziele:

1. **Reduktion von thermischer Last:** Sowohl passive Maßnahmen wie der Einsatz von Infrarot-reflektierender Verglasung, Verbesserung der Dämmung oder eine verbesserte Beschattung als auch aktive Maßnahmen wie der Betrieb des Klimageräts im Umluft-Betrieb [8] oder selektives Heizen und Kühlen in Abhängigkeit der Insassenanzahl tragen dazu bei, den erforderlichen Energiebedarf zu senken. Zukünftige Klimageräte und Fahrzeugkabinen müssen bei einem geringen Bedarf an Heiz- oder Kühlleistung gleichen Komfort bereitstellen. Ebenso wird sich durch effizientere Antriebskomponenten der Kühlbedarf von Antriebskomponenten reduzieren.
2. **Rückgewinnung von Verlustwärme:** Bei Prozessen der Energiewandlung entsteht Wärme. Diese Wärme nutzbar zu machen, ist ein weiteres Ziel bei der Steigerung der Gesamtsystemeffizienz. Bei konventionellen Fahrzeugen ist die Nutzung des Motorkühlwassers zur Innenraumbeheizung ein Beispiel. Technisch aufwendigere Systeme umfassen die Rückgewinnung von Abgasenthalpie zur Beheizung von Innenraum oder Antriebskomponenten ([26], [27]), die Wandlung von Abgasenthalpie in elektrische Energie [28] oder Adsorptionskälteanlagen, die mit Abwärme betrieben werden [29].
3. **Effiziente Bereitstellung von Heiz- und Kühlenergie:** Des Weiteren spielt die Bereitstellung der letztlich erforderlichen Heiz- und Kühlleistung eine entscheidende Rolle. Bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen kommen zunehmend Wärmepumpen zum Einsatz (vgl. z. B. [30], [31], [12], [32]). Diese ermöglichen unter Verrichtung mechanischer Arbeit die Energieaufnahme auf einem geringen Temperaturniveau und Bereitstellung von Heizleistung zur Innenraumbeheizung auf einem hohen Temperaturniveau.
4. **Effizienter Transfer von Energie:** Neben Ansätzen zur Senkung des Energiebedarfs richtet sich der Fokus der Entwicklung zunehmend auf eine effizientere Nutzung und Verteilung der im Fahrzeug eingesetzten und vorhandenen Energie. Es ergeben sich dabei potentiell synergetische Effekte bei der geschickten Verknüpfung vorhandener Teilsysteme [33], beispielsweise durch eine optimale Positionierung von elektrischer Maschine und Leistungselektronik [34].

Bestehende Heiz- und Kühlsysteme

Bei konventionellen Fahrzeugen sind das System Motor-Thermomanagement und Innenraumheizung und das System Klimatisierung weitgehend getrennte Systeme, die sich lediglich einen Luftpfad im Kühlerpaket und Klimagerät teilen. Der Kältemittelkreislauf, welcher in konventionellen Fahrzeugen nur der Innenraumkühlung dient, könnte in Zukunft vielseitige Heiz- und Kühlaufgaben übernehmen und ist kein funktional isoliertes System mehr [35]. In intensiver Forschungs- und Entwicklungsaktivität der letzten Jahre ist eine große Anzahl an Heiz- und Kühlkonzepten entstanden. Dabei ist das Entwicklungsziel oft, bestehende Systeme so zu erweitern, dass diese die neuen Heiz- und Kühlaufgaben übernehmen können.

Um einen Wärmepumpenbetrieb zu ermöglichen, müssen vereinfacht die Funktionen Heizen und Kühlen von Verdampfer und Verflüssiger vertauscht werden. Bei Umgebungswärmepumpen kommt statt eines Verflüssigers im Frontbereich ein Außenluft-Wärmeübertrager zum Einsatz. Dieser übernimmt je nach Verschaltung die Funktion von Verdampfer oder Verflüssiger, vgl. Jung et. al. [32], Hörth [30], Schedel [31] und Homann [12].

Verschiedene Systeme nutzen zudem Abwärmen der elektrischen Antriebskomponenten; dazu wird ein indirekter Verdampfer in einem Niedertemperatur-Kühlmittelkreislauf zusammen mit den elektrischen Antriebskomponenten eingebunden. Des Weiteren wird bei flüssigkeitsgeköhlten Batterien ein eigener Kühlmittelkreislauf für die Batterie vorgesehen. Der Kältemittelkreislauf kühlt über den (bereits vorhandenen) indirekten Verdampfer das Kühlmittel des Batterie-Kreislaufs. Einige Systeme weisen einen indirekten Verflüssiger auf; damit ist es möglich, einem Heizkreislauf Wärme zuzuführen, sodass der Heizkreislauf mit dem Heizungswärmeübertrager im Klimagerät bestehen bleibt ([36], [37]).

Yokoyama et. al [36] stellen ein System vor, welches auf einen Verdampfer im Klimagerät verzichtet. Mittels einer kombinierten indirekten Verdampfer-Verflüssiger-Einheit kann stattdessen der kühlmittelführende Heizkreislauf sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen des Innenraums genutzt werden.

Kaplan et. al. präsentieren ein System, bei dem kältemittelseitig die Funktionen von Verdampfer und Verflüssiger durch entsprechende Kältemittelventile getauscht werden können, sodass neben dem Klimatisierungsbetrieb ein Wärmepumpenbetrieb möglich ist [38]. Ebenfalls existiert der Ansatz, den Heizungswärmeübertrager durch einen Kältemittelverflüssiger zu ersetzen und so auf den Heizkreislauf zu verzichten [39]. Homann [12] untersucht ein ähnliches Wärmepumpensystem in einem BEV hinsichtlich Funktionsfähigkeit, Heizleistung sowie Einfluss auf die Reichweite. Das System basiert auf einer Umgebungswärmepumpe mit zwei Kältemittel-Wärmeübertragern im Klimagerät. Es wird dabei eine Wärmepumpe, eine Innenraumkühlung und eine Luftentfeuchtung umgesetzt.

Ein anderer Fokus ist die Optimierung und geschickte Kombination von Kühlkreisläufen, die bei Ap et. al [40] im Vordergrund steht. Ziel ist es dabei, das Kühlerpaket durch einen Mehrschicht-Temperatur-Kühler zu ersetzen. Leighton, Bennion und Rugh zeigen die Vorteile auf, die durch das geschickte Zusammenfassen mehrerer Kühlkreisläufe möglich wären ([35], [33]). Der Ansatz wird ebenfalls von Herschold-Pließnig et. al. aufgegriffen [41]. Auch Kombinationen aus Umgebungswärmepumpe und Luft-Wasser-Wärmepumpe werden diskutiert (z. B. Schedel [31]). Über die klassische Anordnung von Kältemittelkreislauf und

Kühlmittelkreisläufen hinaus werden neuartige Heiz- und Kühlsysteme beispielsweise auf Basis von Adsorptionskälteanlagen [29] oder der Kraft-Wärme-Kopplung [10] diskutiert. Hesse schlägt ein Kühlsystem mit dem Sekundärfluid CO₂ vor [42].

Der überwiegende Teil der veröffentlichten Systeme realisiert eine Wärmepumpenfunktion sowie die Batteriekühlung durch Verschalten des Kältemittelkreislaufs. Dies stellt besondere Anforderungen an Ventile. Zudem erhöht sich die Kältemittelmenge und es kann zur Verlagerung von Kältemittel in ungenutzte Verzweigungen des Kältemittelkreislaufs kommen.

In Anhang D.1 wird ein Überblick über 27 verschiedene Heiz- und Kühlsysteme für BEVs und PHEVs gegeben, die zur Zeit in Serie sind oder gegenwärtig in der Forschung diskutiert werden. Es wird deutlich, dass bisher keine Einigkeit für das ideale System besteht. Zwar weisen viele Systeme Gemeinsamkeiten auf, die große Anzahl an Varianten macht jedoch deutlich, dass sich bisher keine allgemeingültige Lösung hat durchsetzen können.

Sekundärkreislaufsysteme

Bei der Entwicklung energieeffizienter und modularisierbarer Klimatisierungs- und Thermomanagementkonzepte insbesondere für Fahrzeuge mit alternativem Antrieb stellen Sekundärkreislaufsysteme mit kompaktem Kältemittelkreislauf und sekundären Fluidkreisläufen eine Alternative zur Sicherstellung der thermischen Rahmenbedingungen dar. Dabei wird ein kompakter Kältemittelkreislauf (Primärkreislauf) zur zentralen Bereitstellung von Heiz- und Kühlleistung genutzt. Über Sekundärkreisläufe als Zwischenmedium wird der Primärkreislauf an die elektrischen Antriebskomponenten sowie mit Luft-Sekundärfluid-Wärmeübertragern an die Umgebung und an den Fahrzeuginnenraum angebunden. Die Verdampfung und Kondensation des Kältemittels erfolgt somit nicht mehr mit Hilfe der Luft, sondern über ein Sekundärfluid. Als Sekundärfluid könnte beispielsweise eine Wasser-Ethylen-Glykol-Mischung zum Einsatz kommen. Statt des gängigen Begriffs Kühlmittel wird der Begriff Sekundärfluid genutzt, da das Fluid ebenfalls zum Heizen verwendet werden kann. Es entfallen Verflüssiger in der Fahrzeug-Front und Verdampfer im Klimagerät. Diese müssen durch Sekundärfluid-Luft-Wärmeübertrager ersetzt werden. Zusätzlich werden Wärmeübertrager, meist Plattenwärmeübertrager [43], für den Wärmetransfer zwischen Primär- und Sekundärfluid benötigt. Diese werden als indirekter Verflüssiger (auch indirekter Kondensator) und indirekter Verdampfer (auch Chiller) bezeichnet, da die Wärmeabgabe des Kältemittels an die Umgebung und Innenraum indirekt erfolgt. Verdichter und Expansionsorgan können bestehen bleiben.

Abbildung 1.2 zeigt den grundlegenden Aufbau mehrerer indirekter Sekundärkreislaufsysteme im Vergleich zu einem konventionellen direkten System. Auch wenn vollständige Sekundärkreislaufsysteme bisher nicht in Personenkraftwagen in Serie umgesetzt wurden, ist die Idee nicht neu. Die in der Literatur beschriebenen Systeme lassen sich dabei im Wesentlichen auf drei Motivationen zurückführen: (1) Verwendung alternativer, insbesondere toxischer oder brennbarer Kältemittel [44], (2) Vereinfachung des Frontkühler-Pakets [45], [40] und (3) eine Vereinfachung des Gesamtsystems durch Erhöhung der Integration [35], [46]. Speziell für die Verwendung eines Sekundärkreislaufsystems im Fahrzeug ergeben sich dabei im Vergleich mit konventionellen Klimatisierungssystemen eine Reihe von Vorteilen:

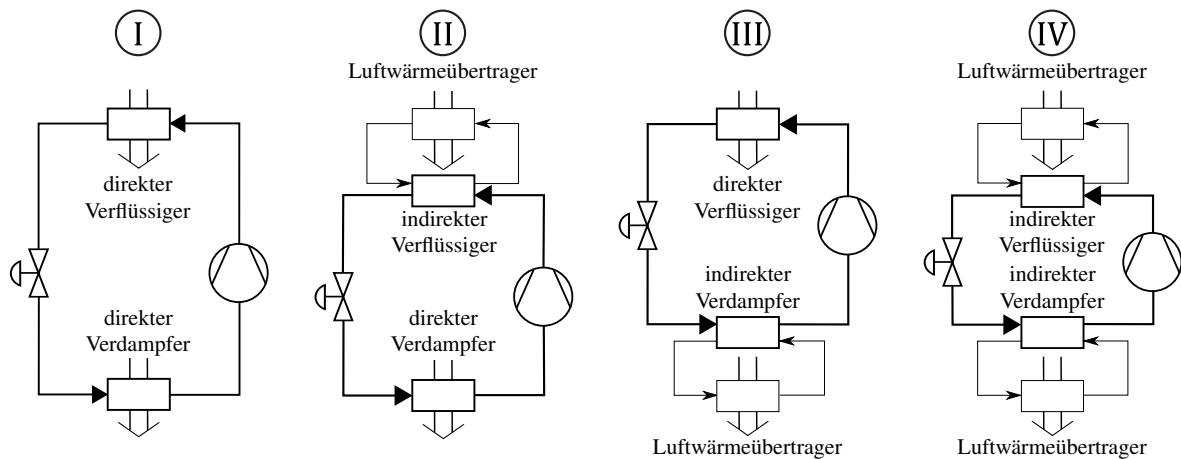


Abbildung 1.2: Anlagenschaltplan für ein konventionelles System (I), einseitige Sekundärkreisläufe (II, III) und ein vollständiges Sekundärkreislaufrsystem (IV) [44], [19].

- **Reduktion der Kältemittelfüllmenge** durch Reduktion der Leitungslängen im Kältemittelkreislauf ([47], [48]).
- **Hermetische und crashsichere Kapselung des Kältemittelkreislaufs** durch Aufbau des Kältemittelkreislaufs als kompakte Einheit. Dies führt auch zur Reduktion der Kältemittelleckage ([49], [50], [48]).
- **Einfache Einbindung zusätzlicher Wärmequellen und Wärmesenken** wie Batterie, Leistungselektronik, elektrische Maschine oder Fahrzeugumgebung durch Anbindung dieser an den Kältemittelkreislauf. Auch ein Wärmepumpenmodus kann so ohne Erhöhung der Komplexität des Kältemittelkreislaufs realisiert werden [51].
- **Entfall des Verflüssigers in der Fahrzeugfront** durch Einsatz eines indirekten Verflüssigers ([45], [52]). Stattdessen kann ein Außenluftwärmeübertrager eingesetzt werden, der die Funktionen eines Niedertemperaturkühlers und eines konventionellen Verflüssigers zusammenfasst.
- **Reduktion der Wartungs- und Herstellungskosten** durch einfache Installation des Systems. Wird das System vor Verbau mit Kältemittel befüllt, entfällt die Handhabung des Kältemittels durch den Automobilhersteller.

Den Vorteilen von Sekundärkreislaufrsystemen stehen jedoch offensichtliche und grundsätzliche Nachteile gegenüber:

- **Mögliche Herabsenkung der Systemeffizienz** durch die erforderlichen zusätzlichen Wärmeübergänge zwischen Kältemittel und Sekundärfluid. Auf Grund der zusätzlich erforderlichen Antriebsleistung der Pumpen im Sekundärfluidkreislauf sinkt die Effizienz des Gesamtsystems weiter. Effizienzeinbußen von bis zu 20% werden insbesondere bei hohen Umgebungstemperaturen beschrieben ([53], [54]).
- **Verschlechterung des dynamischen Verhaltens** durch die Trägheit des Systems im transienten Betrieb. Thermische Kapazitäten der zusätzlichen Wärmeübertrager und des Sekundärfluids führen zu Nachteilen bei der dynamischen Innenraumklimatisierung [55], jedoch auch zu Vorteilen bei der Erhaltungsklimatisierung [56].
- Ein **zusätzlicher Komponentenbedarf** ergibt sich durch zusätzliche Wärmeübertrager und Pumpen in den Sekundärkreisläufen. Außerdem werden sekundärfluidseitige Um-

schaltventile oder eine entsprechende Verteilungseinheit zur Aufteilung der Energie- und Massenströme in den Sekundärkreisläufen benötigt [55].

Für einen ausführlichen Überblick über Vor- und Nachteile beim Einsatz von Sekundärkreislauflsystemen im Fahrzeug wird an dieser Stelle auf Menken [55] verwiesen. Eine vereinfachte technische Machbarkeitsstudie wurde beispielsweise von der Firma Ixetic [57] mit dem Kältemittel CO₂ vorgestellt. Zusammengefasst lässt sich sagen, dass Sekundärkreislauflsysteme sowie die damit verbundenen Möglichkeiten zu einer systematischen Vereinfachung des Heiz- und Kühlsystems führen können. Entscheidend für den Erfolg eines solchen Systems ist es jedoch auch, mögliche Potentiale zur Effizienzsteigerung auszuschöpfen. Die Herausforderung besteht daher darin, Betriebsstrategien und Verschaltungspläne zu finden, die zu einer optimalen Verknüpfung von thermischen Quellen und Senken führen. Dafür geeignete Methoden müssen entwickelt werden.

Grundsätzlich lassen sich viele Funktionen sowohl auf Seite des Kältemittelkreislaufs als auch auf Seite der Kühlmittelkreisläufe realisieren. Ein einfaches Beispiel stellt eine Wärmepumpenfunktion dar. Hier kann beispielsweise im Kältemittelkreislauf parallel zum Verflüssiger ein Kältemittel-Kühlmittel-Wärmeübertrager, der kühlmittelseitig in den Heizkreislauf integriert wird, vorgesehen werden. Wird, wie bei Homann [12], die erforderliche Wärme über die Umgebung aufgenommen, muss ein weiterer paralleler Kältemittel-Luft-Wärmeübertrager vorgesehen oder stattdessen der bestehende Verflüssiger als Verdampfer eingebunden werden. Alternativ dazu kann eine äquivalente Funktion kühlmittelseitig realisiert werden. Dabei bleibt der Kältemittelkreislauf bestehen und die Anbindung der Umgebung und des Innenraums erfolgt je nach Betriebsmodus Innenraumkühlen oder Innenraumheizen durch Umschalten von Kühlmittelkreisläufen. Dazu müssen allerdings die Kondensationswärme und Verdampfungswärme immer über einen Kühlmittelkreislauf abgeführt beziehungsweise zugeführt werden. Sekundärkreislauflsysteme ermöglichen also die Realisierung von Funktionen auf Seite des Sekundärfluids.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein System diskutiert, das alle erforderlichen Funktionen durch Sekundärkreisläufe realisiert. Der wesentlich einfacheren Realisierung von Funktionen auf der Sekundärfluidseite wurde in der Vergangenheit, vor allem begründet durch eine geringere Effizienz und die grundlegenden architektonischen Änderungen, wenig Beachtung geschenkt. Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, diese wissenschaftliche Lücke durch die Erarbeitung geeigneter Methoden zu schließen.

Zentrales Heiz- und Kühlsystem

Fahrzeug-Heiz- und Kühlsysteme werden selten als vernetztes System betrachtet, stattdessen basieren viele Systeme auf dem Ansatz, für jedes zu kühlende Teilsystem eigene zugeordnete Kühlkreisläufe zu entwickeln. Ein starker Fokus vergangener Untersuchung in Forschung und Entwicklung bezieht sich daher auf isolierte Teilsysteme, anstatt einen ganzheitlichen Ansatz zu wählen, bei dem synergetische Effekte durch die mögliche Kombination von Kühl- und Heizkreisläufen entstehen [58]. Diese Potentiale sollen durch ein neuartiges Heiz- und Kühlsystem, das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellt wird, ausgenutzt werden. Das neuartige Heiz- und Kühlkonzept basiert auf der Idee einer zentralisierten Bereitstellung und Verteilung von Heiz- und Kühlleistung. Für das Konzept eines „Zentralen Thermomanagements“ werden nachfolgende bauliche Prämissen gesetzt:

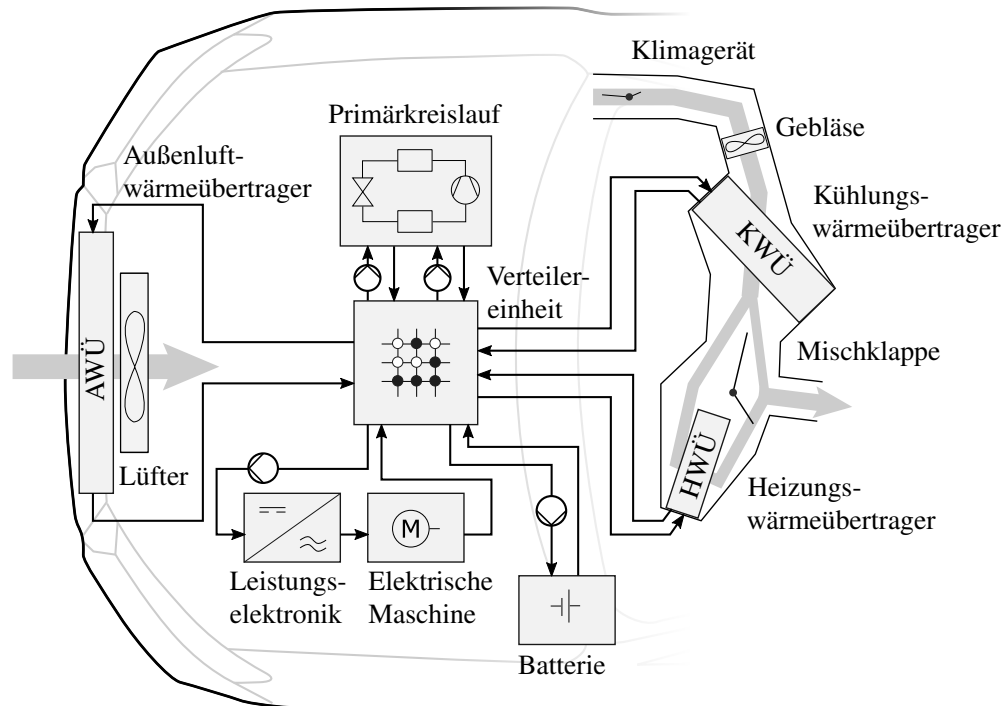


Abbildung 1.3: Vereinfachte Darstellung des hier betrachteten zentralisierten Heiz- und Kühlsystems für ein batterieelektrisches Fahrzeug. Vergleiche auch Menken [55].

- **Primärkreislauf:** Das System soll einen einfachen und kompakten Kältemittelkreislauf ohne kältemittelseitige Verzweigungen und Umschaltmaßnahmen besitzen
- **Sekundärkreislaufsystem:** Die Verteilung von Energieströmen zwischen Quellen und Senken soll durch Schalten, Mischen und Verteilen von Sekundärfluidmassenströmen in einer zentralen Komponente erfolgen

Das System hat dabei nachfolgende Ansprüche zum Ziel:

- Die durch Verbindungs- und Umschaltelemente verursachte Komplexität soll durch Integration und Entfall von Komponenten reduziert werden
- Das System soll modular sein, um auf verschiedene Fahrzeugarchitekturen übertragen werden zu können
- Der Verbrauch verfügbarer elektrischer Energie soll minimiert werden

Der schematische Aufbau des hier betrachteten Heiz- und Kühlsystems ist in Abbildung 1.3 dargestellt. Die wesentlichen Grundfunktionen für Heiz-, Kühl- und Entfeuchtungsbetrieb werden von Menken für ein Sekundärkreislaufsystem unter verschiedenen klimatischen Bedingungen untersucht [55]. Menken kommt zu dem Ergebnis, dass ein solches System durch den Einsatz alternativer Kältemittel die relevanten Zielvorgaben erreichen kann. Dies stellt die Grundlage für die vorliegende Arbeit dar.

Thermische Speichersysteme

Sekundärkreislaufsysteme erlauben die einfache Integration von thermischen Speichern, wenn diese über das Sekundärkreislauffluid eingebunden werden. In der Vergangenheit tauchen Wärmespeicher als Effizienzmaßnahme zur Verbesserung des Kaltstartverhaltens von

Verbrennungskraftmaschinen auf, z. B. bereits 1951 als Patent [59]. Dazu wird Abwärme des Verbrennungsmotors während einer Fahrt gespeichert und zu einem späteren Zeitpunkt zur Unterstützung der Warmlaufphase genutzt. Typischerweise kommen auf Grund der erforderlichen Temperaturen Salzgemische oder organische Substanzen wie Paraffin zum Einsatz (Schmelzenthalpie zwischen 200 und 240 kJ kg⁻¹).

Bei Fahrzeugen mit Start-Stopp-Systemen und mechanisch angetriebenem Verdichter kommt es zum häufigen Aussetzen des Verdichters. Daher werden zunehmend „Kältespeicher“ als unterstützende Maßnahme zum Kältemittelkreislauf vorgeschlagen, um eine Erhaltung der Innenraumkühlung zu gewährleisten (beispielsweise Michniacki [60]). Zunehmend wird bei Mildhybriden, also Hybridfahrzeugen ohne eigenständigen elektrischen Fahrbetrieb, auch im Freilauf der Verbrennungsmotor ausgeschaltet, womit die unterbrechungsfreie Bereitstellung von Kühlleistung weiter eingeschränkt wird. Im Zusammenhang mit Sekundärkreislaufsystemen werden Speichersysteme von Eisele untersucht [56]. Lemke [61] stellt ein Sekundärkreislaufsystem mit einem Paraffin-basierten Phase Change Material (PCM) vor. Lade- und Entladeprozess während einer virtuellen Testfahrt werden bezüglich der Innenraumtemperatur untersucht und zeigen einen signifikanten Vorteil während langer Standphasen. Neben thermischen Speichern werden auch thermochemische Speicher für den Einsatz im Fahrzeug diskutiert [62]. In der Regel speichern thermochemische Speicher Wärme durch endotherme Reaktionen und geben sie durch exotherme Reaktionen wieder ab. Dabei ergibt sich auch die Möglichkeit, in einem diskontinuierlichen Prozess die Prinzipien thermochemischer Speicher zur Wärme- und Kälteerzeugung zu nutzen (z. B. als Adsorptionskälteanlage [29]).

Durch die erheblichen Reichweitenverluste bei BEVs, die dadurch zustande kommen, dass bis zu 40% der elektrischen Energie zur Temperierung benötigt wird [7], werden thermische Speicher zur direkten Speicherung der erforderlichen Energie diskutiert. Grossman gibt an, dass ein wärmegeprägter Latentwärmespeicher mit Bariumhydroxid (Schmelzenthalpie 280 kJ kg⁻¹, spezifische Wärmekapazität 1.26 kJ kg⁻¹ K⁻¹) bei einem Volumen von 10 Litern bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C bis zu 0.8 kWh für ca. 48 Stunden speichern könnte [63]. Zunehmend wird auch die „Batterie als thermischer Speicher“ diskutiert ([64], [65]). Fleming schlägt ein System vor, das die Temperierung des Innenraums vollständig mit Hilfe eines Wärme- und eines Kältespeichers gewährleistet und über eine externe Schnittstelle beladen werden kann [66]. Ein weiteres System, das von Fleming et. al. vorgeschlagen wird, kombiniert die beiden thermischen Speicher mit einer Wärmepumpe [67]. Eine entsprechende Vorkonditionierung des Speichersystems vorausgesetzt, kann der Speicher der Entlastung des Heiz- und Kühlsystems dienen und so die elektrische Reichweite erhöhen. Der Nachteil eines Systems mit zwei getrennten Speichern besteht darin, dass in vielen Fällen nur ein Speicher benötigt wird.

An dieser Stelle setzt diese Arbeit mit der Integration eines einzelnen ganzjahrestaughlichen thermischen Speichers in das Gesamtfahrzeug-Thermomanagement an. Dabei wird auch eine Einbindung einer Wärmepumpe durch eine indirekte Prozessführung berücksichtigt. Thermische Speicher werden meist als eigenständige Systeme für dedizierte Aufgaben betrachtet und nicht in ein Gesamtkonzept integriert.

1.2 Ziele der Arbeit und wissenschaftlicher Beitrag

Ziel dieser Arbeit ist die Herleitung und Untersuchung eines neuartigen Heiz- und Kühlsystems für ein batteriebetriebenes Fahrzeug, welches mit einem kompakten Kältemittelkreislauf und einem optionalen thermischen Speicher zentral die zum Heizen und Kühlen erforderliche Leistung bereitstellt und Energieströme über Sekundärkreisläufe verteilt. Um dieses Ziel zu erreichen, sind folgende Schritte erforderlich und wissenschaftlich neu:

1. Ganzheitliche Erfassung transienter thermischer Anforderungen an das Heiz- und Kühlsystem durch die erstmalige Anwendung einer von Menken et. al. [68] entwickelten Methode zur Berücksichtigung des realen Nutzungsverhaltens basierend auf geclusterten Tagesfahrzyklen und geclusterten Klimaverläufen.
2. Strukturierte Generierung der erforderlichen thermischen Energieströme, die sich für Funktionen wie Heizen/Kühlen/Entfeuchten des Innenraums bei gleichzeitigem Heizen/Kühlen von Antriebsstrangkomponenten bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen für ein abstrahiertes Heiz- und Kühlsystem ergeben.
3. Systematische Ableitung, Untersuchung und Optimierung hydraulischer Realisierungen, die sich aus der energieflussbasierten Analyse ergeben sowie Erarbeitung einer Methode zur einfachen Simulation beliebiger Verschaltungspläne.
4. Bewertung eines ganzjahrestauglichen thermischen Energiespeichers mit einer quellen- und senkenseitigen Integration in das Heiz- und Kühlsystem zur Steigerung der elektrischen Reichweite.

Bislang werden verteilte Systeme meist getrennt betrachtet. Inhalt dieser Arbeit ist daher eine ganzheitliche Betrachtung thermischer Quellen und Senken in einem batterieelektrischen Fahrzeug.

1.3 Vorgehensweise und Aufbau

Nachdem in **Kapitel 1** eine Einordnung in das Forschungsfeld Fahrzeug-Thermomanagement vorgenommen und die Ziele der Arbeit definiert wurden, werden in **Kapitel 2** Randbedingungen, bei denen das System betrieben wird, definiert. Aus den Randbedingungen ergeben sich die dynamischen thermischen Anforderungen, die durch Innenraumklimatisierung und Komponententemperierung in einem batterieelektrischen Fahrzeug an das Heiz- und Kühlsystem gestellt werden. Die dafür erforderlichen Modelle werden ausführlich in **Anhang A** und **B** beschrieben.

In **Kapitel 3** werden den thermischen Anforderungen technische Mittel gegenübergestellt, die in der Lage sind, Heiz- und Kühlanforderungen zu kompensieren. In **Kapitel 4** wird eine Methode zur energieflussbasierten Analyse der erforderlichen Energieströme zwischen den beteiligten Komponenten unter der Annahme eines idealisierten Thermomanagements entwickelt und in **Kapitel 5** für ein untersuchtes kompaktes BEV angewendet. Mit Hilfe einer statistischen Analyse werden relevante Betriebsarten identifiziert, priorisiert und deren Wechselwirkung untersucht. In **Kapitel 6** werden Methoden zur einfachen Simulation von beliebigen Verschaltungen und Verschaltungsplänen entwickelt.

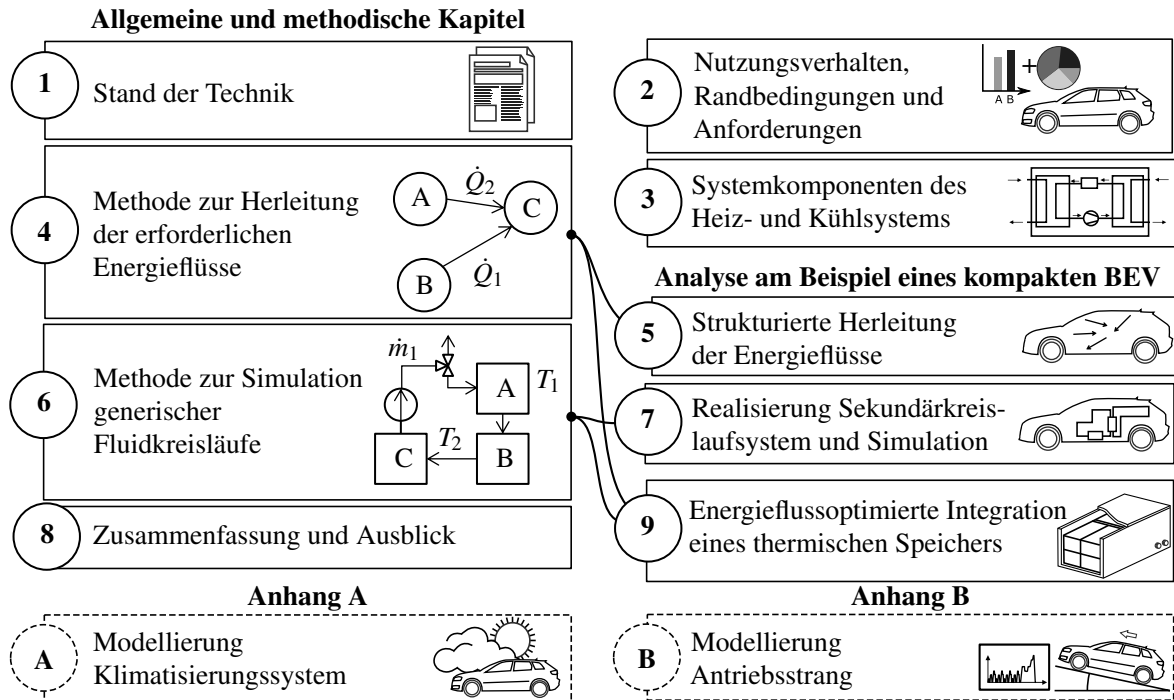


Abbildung 1.4: Gliederung der Arbeit

In **Kapitel 7** erfolgt die Untersuchung und simulative Optimierung von hydraulischen Verschaltungen, die aus der energieflussbasierten Analyse abgeleitet werden, für das untersuchte BEV. In **Kapitel 8** wird das zentrale Heiz- und Kühlsystem um einen thermischen Speicher erweitert. Dieser wird in das Sekundärkreislaufsystem energieflussoptimiert integriert und hinsichtlich des Reichweitenvorteils ganzjährig bewertet. **Kapitel 9** fasst die Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf weiterführende wissenschaftliche und technische Fragestellungen. Die wissenschaftliche Einordnung der entwickelten Methoden im Kontext der Graphen- und Netzwerktheorie erfolgt am Ende der methodenorientierten Kapitel 4 und 6.

2 Nutzungsverhalten, klimatische Randbedingungen und thermische Anforderungen

Sowohl für die Entwicklung neuer Systeme wie das untersuchte neuartige Heiz- und Kühlsystem als auch für die Bewertung neuartiger Funktionen wie die Integration eines thermischen Energiespeichers ist eine genaue Kenntnis darüber notwendig, wie entwickelte Systeme eingesetzt werden. Um die Anforderungen, die sich an das Heiz- und Kühlsystem stellen, ermitteln zu können, müssen klimatische Randbedingungen definiert werden. Aus diesen leiten sich wiederum die thermischen Anforderungen an das Heiz- und Kühlsystem ab. In diesem Kapitel werden relevante Randbedingungen und die dynamischen Anforderungen an das Heiz- und Kühlsystem definiert.

Grundsätzlich können Bewertungsmethoden und die sich daraus ableitenden Randbedingungen in zwei Klassen unterteilt werden (vgl. [25], [69]): Vor allem kommt es in der Automobilbranche zu Grenzbetrachtungen unter definierten Extrembedingungen, die zum Teil standardisiert sind (zum Beispiel VDA-Empfehlung 220 [70] oder SAE Standard J2765 [71]), zum Teil unternehmensspezifisch (zum Beispiel *Common Spec Book for evaluating Air Condition Systems* von Hammer [72]) und zum Teil besonders markante Fahrstrecken (zum Beispiel die Großglockner-Hochalpenstraße) sind. Als verbrauchsrelevanter Zulassungstest mit Berücksichtigung klimatischer Randbedingungen sind die von der *US Environmental Protection Agency* (EPA) spezifizierten *Supplemental Federal Test Procedures* bei einer Temperatur von 35 °C und –7 °C zu nennen. Dem gegenüber stehen Studien und Veröffentlichungen, die den Anspruch erheben, real auftretende Umgebungsbedingungen für bestimmte Regionen der Welt abzubilden. Zu nennen sind beispielsweise Strupp [73] mit kombinierten Daten zu Klimabedingungen, Pkw-Nutzungshäufigkeit und Pkw-Dichte in hoher regionaler Auflösung, Duthie [74] mit statistisch ermittelten Randbedingungen auf Basis eines typischen meteorologischen Jahres unter Berücksichtigung der geographischen Verteilung der Pkw-Nutzer in den USA oder Baumgart mit einer Verbrauchsanalyse einer Klimaanlage durch Simulation eines synthetischen Jahreszyklus mit Berücksichtigung eines klimatischen Testreferenzjahres [75]. Eine im Rahmen der FAT 233 entwickelte Datenbank, enthält nach Bevölkerungsdichte und Pkw-Nutzung gewichtete klimatische Daten für USA, China, Indien und Europa [8].

2.1 Nutzungsverhalten bei Elektrofahrzeugen

Das reale Nutzungsverhalten umfasst alle Aktivitäten, die mit dem Fahrzeug durchgeführt werden. Aus Ort, an dem ein System eingesetzt wird und der Zeit, zu der ein System eingesetzt wird, ergeben sich die klimatischen Randbedingungen, denen das System ausgesetzt ist.

Hinsichtlich des Nutzungsverhaltens wird in dieser Arbeit auf die *National Household Travel Survey* (NHTS) als eine umfangreiche Datenquelle zurückgegriffen [76]. Die NHTS dokumentiert das Mobilitätsverhalten der zivilen, nicht-institutionellen Bevölkerung der USA. Mit einer Befragung von 113.000 Haushalten und 233.000 erfassten Einzelfahrten ist sie eine geeignete Datenbasis für die Untersuchung des Nutzungsverhaltens. Es wird angenommen, dass das in den USA ermittelte Fahrverhalten auf die Region Europa übertragbar ist [77]. Da-

ten von Elektrofahrzeugen und dem damit verbunden Ladeverhalten wurden bei der NHTS bisher nicht erhoben. Auf Grund der noch geringen Datenlage (mit Ausnahme einer Studie der europäischen Kommission [78] für Europa) wird das Ladeverhalten für die Ermittlung repräsentativer Randbedingungen nicht weiter betrachtet. Es ist jedoch zu erwähnen, dass die während des Ladevorgangs anfallende Verlustwärme bei einer ganzheitlichen Betrachtung des Heiz- und Kühlsystems nicht vernachlässigt werden sollte [79] und daher in Kapitel 4 berücksichtigt wird.

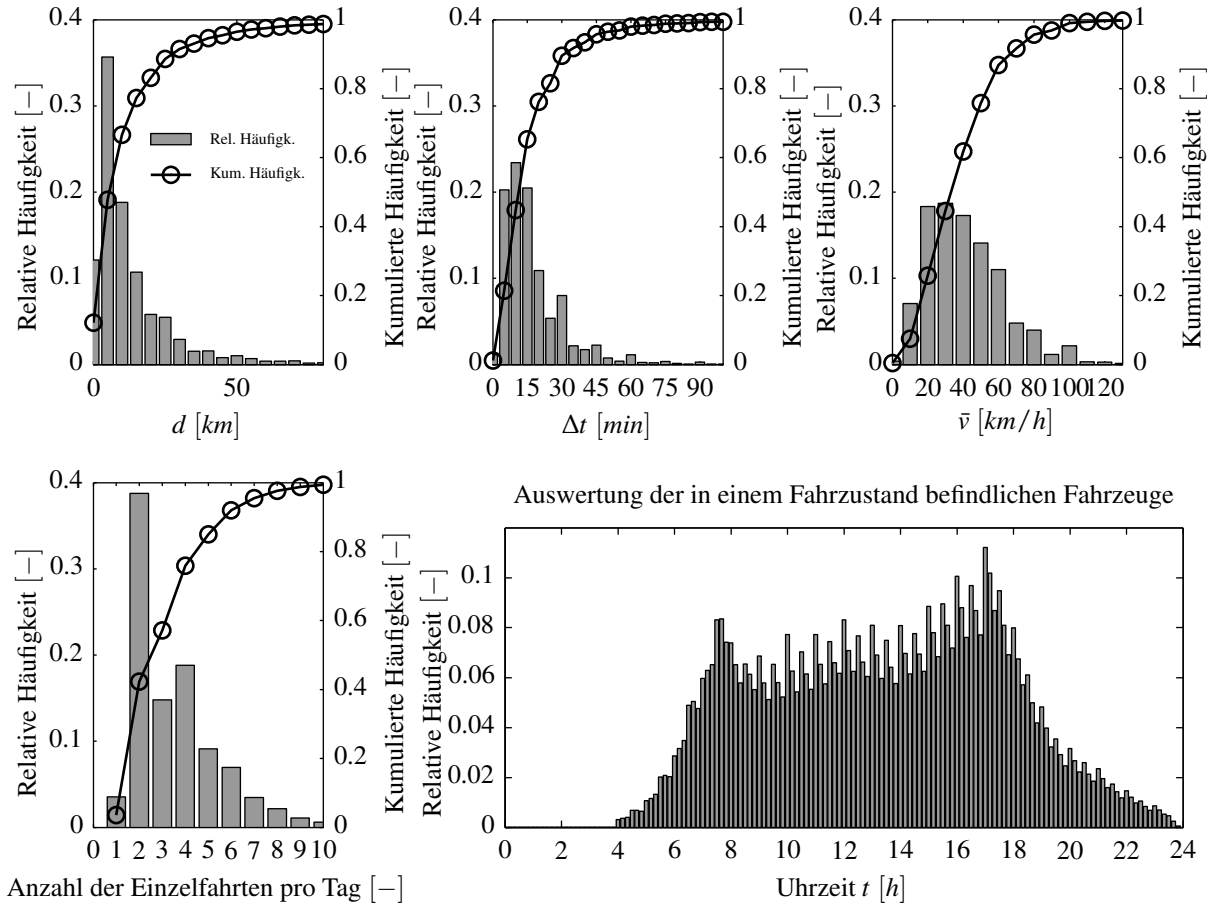


Abbildung 2.1: Statistische Auswertung der NHTS-Parameter Distanz d , Dauer Δt und mittlere Geschwindigkeit \bar{v} für Einfahrten sowie Anzahl der Einfahrten und uhrzeitabhängiges Verkehrsaufkommen [68].

Relevante Daten der NHTS aus dem Jahr 2001 sind in Abbildung 2.1 dargestellt. Es werden die Auftrittshäufigkeiten von gefahrener Strecke d , zeitliche Länge Δt sowie durchschnittliche Geschwindigkeit \bar{v} angegeben. Mit Hilfe der kumulierten Auftrittshäufigkeit, welche ebenfalls angegeben ist, ist ersichtlich, dass 80% aller Fahrten weniger als 17 km umfassen und weniger als 24 min dauern. Lediglich 2% der Fahrten dauern länger als 60 min. Fahrten mit einer Fahrstrecke über 100 km sind mit 0.8% Häufigkeit sehr selten. Wird die Anzahl der Fahrten an einem Tag betrachtet, fällt auf, dass mit einer 39%-igen Wahrscheinlichkeit genau zwei Fahrten an einem Tag stattfinden. In 43% der Fälle finden drei oder mehr Fahrten statt. Fahrten treten vor allem morgens zwischen 7 Uhr und 8 Uhr sowie abends zwischen 17 Uhr und 18 Uhr auf, was durch das berufsbedingte Fahraufkommen zu erklären ist. Auf Grund der Tatsache, dass Einfahrten an einem Tag eine Ausnahme bilden und der Großteil

aller Fahrten zwischen 7 Uhr und 18 Uhr stattfindet, können Wechselwirkungen zwischen Fahrten nicht ausgeschlossen werden.

Zur Bewertung des realen Nutzungsverhaltens ist ebenfalls von Interesse, welche Zeitspannen zwischen Einzelfahrten liegen. Daraus leitet sich die Idee ab, ganze Tagesverläufe inklusive Pausenzeiten zu simulieren. Dies wird zum Beispiel in [80] aufgegriffen, um das Verhalten von PHEVs über einen realen 24-stündigen Zyklus zu untersuchen. Die Simulation von Tagesverläufen wird von Basler [81] um klimatische Daten erweitert, um den Einfluss der Klimaanlage auf die Reichweite bei BEVs zu ermitteln. Darauf aufbauend stellen Menken et. al. eine neuartige Methode zur Berechnung des realen Jahresenergieverbrauchs eines Pkw-Teilsystems vor [68]. Im Gegensatz zu bisherigen Methoden berücksichtigt die neu entwickelte Methode die Fahr- und Parkzeiten des Fahrzeugs durch eine geringe Anzahl statistisch repräsentativer Tagesverläufe bei repräsentativen Verläufen meteorologischer Größen.

2.2 Klimatische Randbedingungen

Während Lufttemperatur, Luftfeuchte und Solarstrahlung deutlichen Einfluss auf die Fahrzeugklimatisierung haben, werden meteorologische Größen wie Luftdichte, Luftdruck, Windstärke und -richtung, Niederschlagsart und -menge vernachlässigt.

Die Solarstrahlung erreicht die Erdoberfläche als direkte und diffuse Strahlung. Die sich aus der Summe von direkter Strahlungsstromdichte Φ_{dir} und diffuser Strahlungsstromdichte Φ_{diff} ergebende Globalstrahlung Φ_{global} bei gegebener Tageszeit, Tag des Jahres und Ort sowie Zustand der Atmosphäre erreicht das Fahrzeug nur, wenn dieses vollständig exponiert im Freien steht. Laut Aussage der Europäischen Kommission kann angenommen werden, dass sich Personenkraftwagen zu 51% der Zeit im Schatten aufhalten. Es wird zudem eine mittlere Schattenhäufigkeit während des Parkens von 57% und eine mittlere Schattenhäufigkeit während des Fahrens von 20% angegeben [82]. Die das Fahrzeug erreichende Strahlung $\Phi_{fzg}(t)$ setzt sich mit dem Verschattungsgrad $B(t)$ wie folgt zusammen:

$$\Phi_{fzg}(t) = B(t) \cdot \underbrace{(\Phi_{dir}(t) + \Phi_{diff}(t))}_{=\Phi_{global}(t)} + \underbrace{\Phi_{refl}(t)}_{=0} \quad (2.1)$$

Die zum Beispiel von Fassaden reflektierte Strahlung $\Phi_{refl}(t)$ sowie die Richtung der direkten Strahlung wird vernachlässigt. Es ist zu erwähnen, dass eine Zusammenfassung der Strahlungen nach Gleichung 2.1 nicht immer zulässig ist. So werden direkte und diffuse Strahlung für das Fahrzeugkabinenmodell getrennt behandelt, da diese zu unterschiedlich starker Erwärmung des Innenraums führen. Die hier genutzten klimatischen Daten für die Regionen Europa, USA und China werden der Wetter- und Klimadatenbank METEONORM [83] entnommen.

2.3 Relevante Randbedingungen und thermische Anforderungen

In diesem Abschnitt werden die für die Simulation relevanten Randbedingungen R festgelegt. In Abhängigkeit der Randbedingungen ergeben sich die dynamischen thermischen Anforder-

derungen A , die durch Innenraumklimatisierung und Komponententemperierung in einem batterieelektrischen Fahrzeug an das Heiz- und Kühlsystem gestellt werden (Abbildung 2.2).

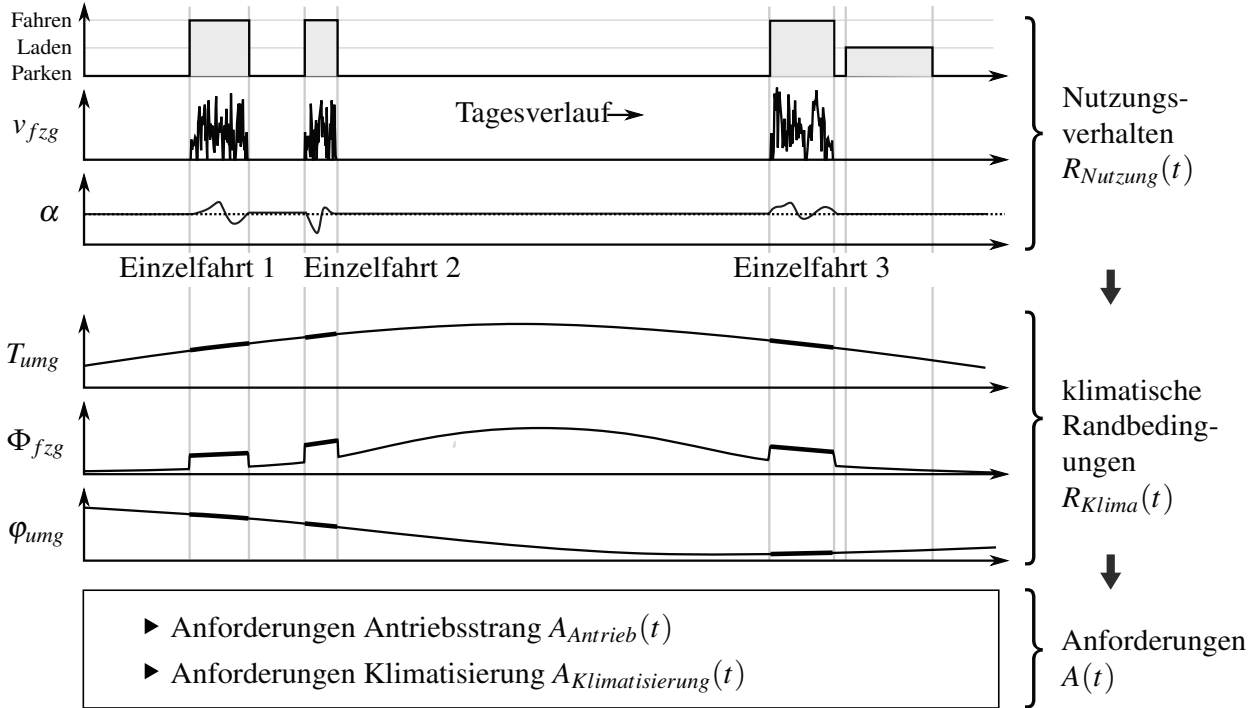


Abbildung 2.2: Beispielhafter Tagesverlauf mit drei Einfahrten und einer Ladephase (in Anlehnung an [81]). Aus dem Nutzungsverhalten ergeben sich klimatischen Randbedingungen, aus diesen wiederum die Anforderungen an das Heiz- und Kühlsystem von Antriebsstrang und Klimatisierung.

Die für diese Arbeit relevanten Randbedingungen ergeben sich zunächst aus dem Nutzungsverhalten:

$$R_{Nutzung} := (L(t), z(t), v_{fzg}(t), \alpha(t)) \quad (2.2)$$

Dabei ist $v_{fzg}(t)$ die Fahrzeuggeschwindigkeit und $\alpha(t)$ die Streckenbeziehungswinkel. $z(t) \in \{0, 1\}$ und $L(t) \in \{0, 1\}$ beschreiben die Zustände „Zündung ein“ und „Ladevorgang“. Aus den Fahrzeugrandbedingungen folgen die klimatischen Randbedingungen, die während der Fahrt am Ort der Fahrt vorherrschen:

$$R_{Klima} := (T_{umg}(t), \phi_{umg}(t), \Phi_{fzg}(t)) \quad (2.3)$$

Der Zusammenhang ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Alle zeitabhängigen Randbedingungen werden zu $R(t)$ zusammengefasst:

$$R(t) := \{R_{Nutzung}(t), R_{Klima}(t)\} \quad (2.4)$$

Der Einfluss des Fahrers wird dahingehend vernachlässigt, dass Eingriffe an der Klimabeeinheit sowie die Fahrweise als Randbedingung nicht betrachtet werden.

Im weiteren Verlauf der Arbeit werden aufbauend auf den zuvor ermittelten Randbedingungen stationäre und instationäre Klimatisierungsbedarfe sowie dynamische thermische Anforderungen des elektrischen Antriebsstrangs mit Hilfe von Simulationsmodellen berechnet und durch $A(t)$ ebenfalls zeitabhängig beschrieben:

$$A_{Antrieb} := (\dot{Q}_{\Delta,EM}(t), \dot{Q}_{\Delta,LE}(t), \dot{Q}_{\Delta,BAT}(t), \dot{Q}_{\Delta,LG}(t)) \quad (2.5)$$

$$A_{Klimatisierung} := (\dot{Q}_{\Delta,HWÜ}(t), \dot{Q}_{\Delta,KWÜ}(t)) \quad (2.6)$$

Dabei setzt sich $A_{Antrieb}$ aus den erforderlichen Kühl- beziehungsweise Heizleistungen \dot{Q}_{Δ} zusammen, die zur Einhaltung der vorgegebenen Komponententemperaturen von Leistungselektronik, elektrischer Maschine, Batterie und Ladegerät führen. Analog setzen sich die Anforderungen der Innenraumkomponenten $A_{Klimatisierung}$ aus der erforderlichen Heizleistung des Heizungswärmeübertragers und der erforderlichen Kühlleistung des Kühlungswärmeübertragers zusammen. Alle thermischen Anforderungen werden zu $A(t)$ zusammengefasst:

$$A(t) := \{A_{Antrieb}(t), A_{Klimatisierung}(t)\} \quad (2.7)$$

Teilweise werden die thermischen Anforderungen der Innenraumklimatisierung in dieser Arbeit durch eine alternative Definition als

$$A'_{Klimatisierung} := (\dot{m}_{KWÜ,ein}, \dot{m}_{HWÜ,ein}, T_{sf,KWÜ,ein}, T_{sf,HWÜ,ein}) \quad (2.8)$$

mit den sekundärfluidseitigen Vorlaufbedingungen der Wärmeübertrager des Klimageräts beschrieben. Diese setzen sich aus dem erforderlichen Fluidmassenstrom \dot{m}_{ein} und der erforderlichen Fluidtemperatur T_{ein} zusammen. Die zeitabhängigen Anforderungen $A(t)$ ergeben sich aus den Randbedingungen $R(t)$ unter anderem in Abhängigkeit der Fahrzeugparameter, einzuhaltenden Grenztemperaturen, den zu erreichenden Zielwerten sowie dynamischen Vorgaben der Innenraumklimatisierung.

2.4 Thermische Anforderungen des Innenraums

Die dynamischen thermischen Anforderungen an das Heiz- und Kühlsystem werden in dieser Arbeit simulativ für ein kompaktes BEV ermittelt. Die Herleitung der dynamischen Temperatur- und Leistungsbedarfe der Innenraumklimatisierung sowie die dafür erforderlichen Modelle von Klimagerät, Klimaregler und Innenraum werden ausführlich in Anhang A beschrieben. Dieser Abschnitt gibt einen knappen Überblick und führt relevante Größen ein.

Der Fahrgastraum ist verschiedenen thermischen Einflüssen ausgesetzt. Primäres Ziel einer vollautomatischen Fahrzeugklimaanlage ist es, unabhängig von den Umgebungsbedingungen, diese Einflüsse zu kompensieren und so ein komfortables Klima im Fahrzeuginnenraum zu schaffen. Um den subjektiv wahrgenommenen Komfort objektiv zu berücksichtigen, wird hier bei der Ermittlung der thermischen Anforderungen der Innenraumklimatisierung angenommen, dass die gleichen Heiz- und Kühlanforderungen wie bei einem konventionellen Fahrzeug bestehen.

Abbildung 2.3 zeigt eine vereinfachte Übersicht von Klimaregler und Klimagerät sowie die relevanten Größen für das untersuchte Sekundärkreislaufsystem. Im Allgemeinen temperiert und entfeuchtet das Klimagerät einen vorgegebenen Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} mit Hilfe eines Verdampfers sowie eines Heizungswärmeübertragers (HWÜ) und verteilt diesen Luftmassenstrom im Fahrzeuginnenraum durch den Einsatz von Klappen und Gebläsen. Bei einem Sekundärkreislaufsystem entfällt der Verdampfer und wird durch einen sekundärfluidführenden Luft-Wärmeübertrager, nachfolgend Kühlungswärmeübertrager (KWÜ) genannt, ersetzt.

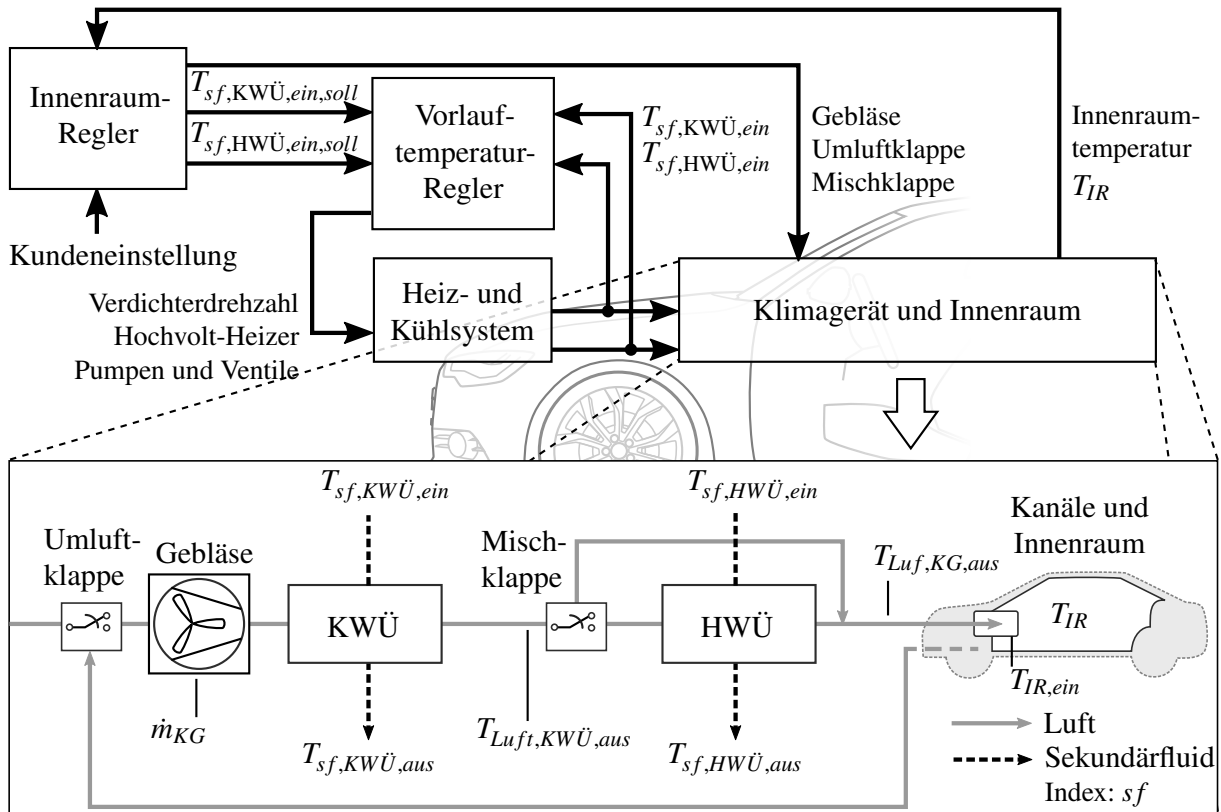


Abbildung 2.3: Schematische Übersicht des Klimatisierungssystems für das untersuchte Sekundärkreislauflsystem. Die ausführliche Darstellung erfolgt in Anhang A.

Des Weiteren können bei dem untersuchten System die sekundärfluidseitigen Vorlauftemperaturen von HWÜ und KWÜ frei eingestellt werden. Dadurch ergibt sich ein kaskadierter Regelkreis, bei dem zunächst durch einen Innenraumregler die erforderlichen Vorlauftemperaturen von HWÜ und KWÜ ermittelt werden und die Regelung der Vorlauftemperaturen dann durch einen zweiten inneren Regelkreis sichergestellt wird. Der Innenraumregler gibt zudem Klappenstellungen und Gebläseansteuerung vor, sodass die durch den Kunden vorgegebenen Komfortziele erreicht werden.

2.5 Typische klimatische Randbedingungen für die drei Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten

Um aufzuzeigen, wie oft und wann die grundlegenden Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten auftreten, wird mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation basierend auf Klimadaten für Europa, USA und China eine statistische Verteilung ermittelt. Mit Hilfe des Modells des Klimareglers und zufällig generierter Fahrten mit zugehörigen stationären klimatischen Randbedingungen werden Randbedingungen einem Betriebsmodus zugewiesen. Durch Approximation der Dichtefunktion $(T_{umg}, \phi_{umg}, \Phi_{fzg}) \mapsto p$ kann zum einen die Wahrscheinlichkeit p ermittelt werden, mit der eine bestimmte klimatische Situation eintritt, zum anderen werden durch ein *Clustering* der drei relevanten Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten drei repräsentative Randbedingungen abgeleitet. Basierend auf der NHTS werden Klimasituationen zum Beginn einer Fahrt ermittelt. Da für Europa und China keine Fahr-

2.5 Typische klimatische Randbedingungen für die drei Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten

ereignisse vorliegen, werden Klimasituationen in einem stochastischen Prozess generiert, bei dem zunächst das in den USA ermittelte Fahrverhalten durch zufälliges Auswählen real dokumentierter Startzeiten von Fahrereignissen auf eine andere Region übertragen wird. Regionen werden gewichtet nach Bevölkerungsverteilungen ausgewählt.

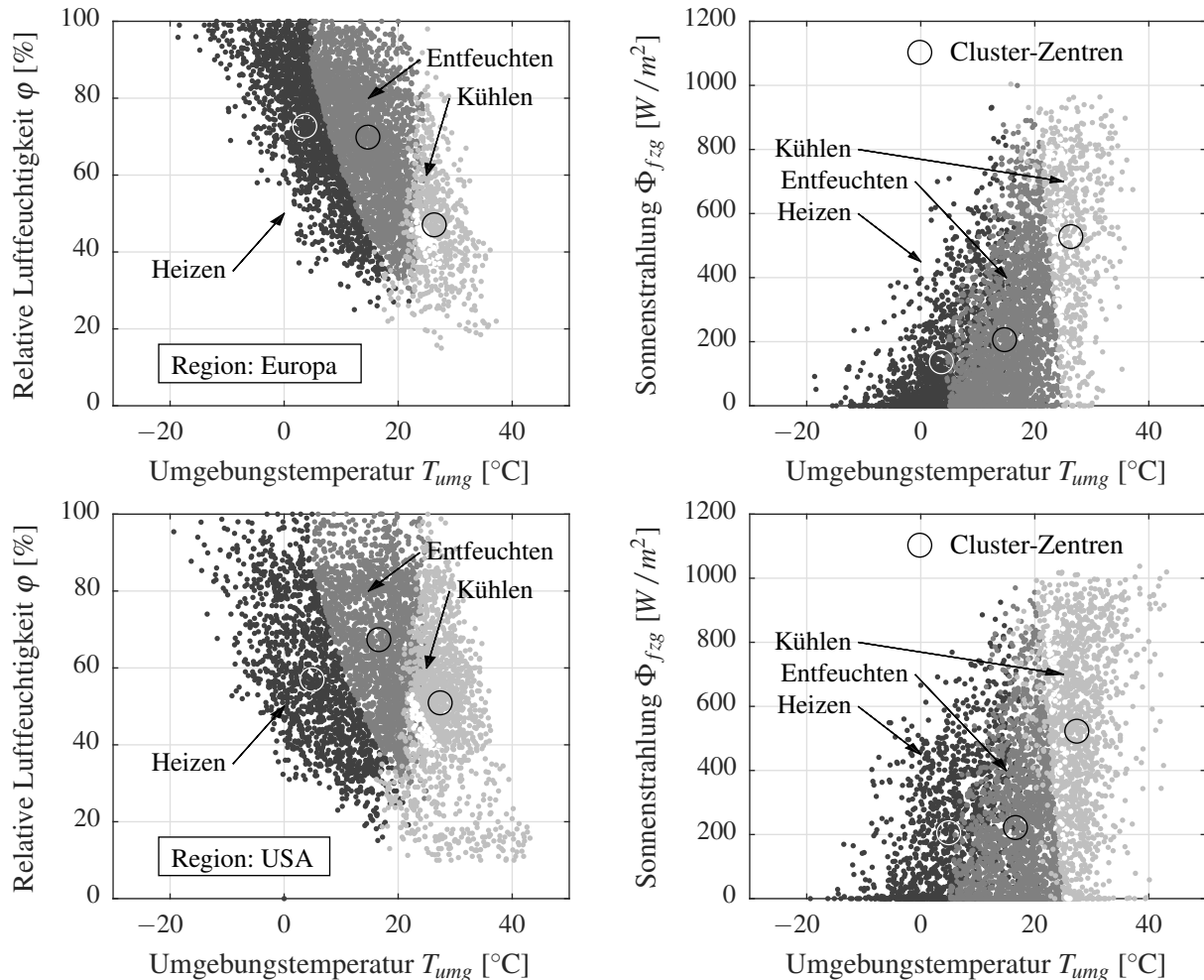


Abbildung 2.4: Temperatur, relative Luftfeuchte sowie Sonnenstrahlung zu Beginn einer Fahrt sowie die sich daraus ergebenden Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten. Die Datenpunkte werden gewichtet nach Bevölkerungsdichte und Tageszeit generiert. Zur besseren Darstellung werden 25.000 zufällig ausgewählte Datenpunkte der 433.000 Datenpunkte gezeigt.

Abbildung 2.4 zeigt die klimatischen Größen Temperatur, relative Luftfeuchte und Sonnenstrahlung zu Beginn einer Fahrt sowie die sich daraus ergebenden Klimatisierungsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten. Auffällig ist die scharfe Kontur zwischen Entfeuchtungsbetrieb und Heizbetrieb. Diese ergibt sich daraus, dass es zur Entfeuchtung nur kommt, wenn die absolute Luftfeuchte am Mischpunkt vor KWÜ höher ist als die absolute Luftfeuchte, die durch Abkühlen der Luft auf Solltemperatur nach KWÜ erreicht werden kann. Ohne diese Bedingung würde Luft abgekühlt und anschließend aufgeheizt werden, ohne dass es zur Kondensation von gebundenem Wasser und damit zur Entfeuchtung kommt.

Abbildung 2.5 zeigt die Auftrittshäufigkeit von Fahrereignissen aufgetragen über die Umgebungstemperatur T_{umg} und die jeweiligen Anteile der Betriebsmodi für Europa. Neben

2 Nutzungsverhalten, klimatische Randbedingungen und thermische Anforderungen

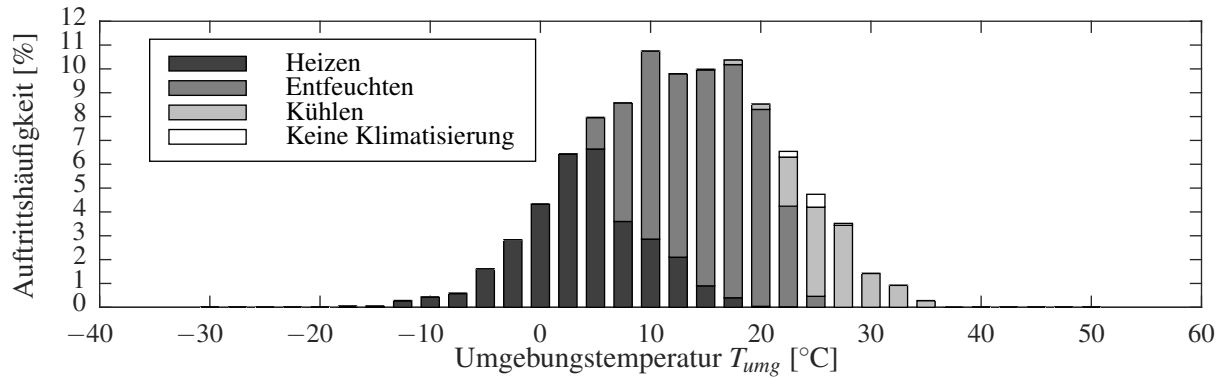


Abbildung 2.5: Auftretshäufigkeit der Fälle Heizen, Kühlen und Entfeuchten gewichtet nach Bevölkerungsdichte und Tageszeit für Europa abhängig von T_{umg} .

dem normalverteilten Charakter fällt auf, dass vor allem Heiz- und Entfeuchtungsbetrieb in Europa mit einem kombinierten Anteil von 87% oft auftreten. Effizienzmaßnahmen zur Bereitstellung von Heizleistung würden sich damit in 87% der Fälle, Effizienzmaßnahmen zur Bereitstellung von Kühlleistung in 66% der Fälle positiv auswirken.

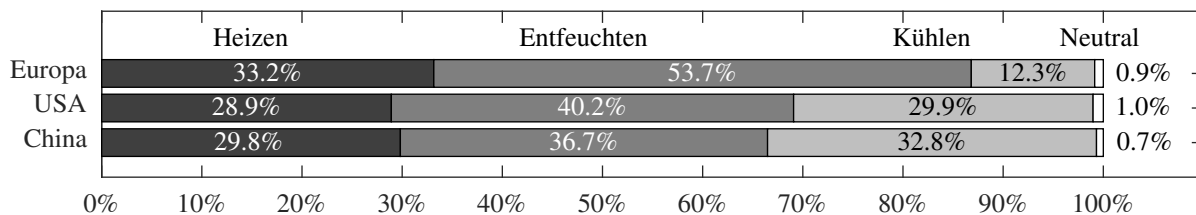


Abbildung 2.6: Auftretshäufigkeit der Betriebsmodi Heizen, Entfeuchten und Kühlen.

Abbildung 2.6 zeigt den jeweiligen prozentualen Anteil der Betriebsmodi für die drei betrachteten Regionen. Um repräsentative Randbedingungen für die drei Betriebsmodi zu ermitteln, werden die klimatischen Größen gemittelt (Tabelle 2.1). Repräsentative Randbedingungen für die Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten werden aus den drei Regionen mit anteilig gleicher Gewichtung kombiniert. Ergänzend ist die Verteilung erforderlicher stationärer Heiz- und Kühlleistungen und stationärer Temperaturen in Anhang D.2 gegeben.

	Europa			USA			China		
	T [°C]	ϕ [%]	Φ_{fzg} [W m ⁻²]	T [°C]	ϕ [%]	Φ_{fzg} [W m ⁻²]	T [°C]	ϕ [%]	Φ_{fzg} [W m ⁻²]
Heizen	3.78	72.48	134.16	5.07	56.73	202.37	3.45	51.86	201.47
Entfeuchten	14.86	69.62	203.21	16.78	67.09	218.77	16.89	69.78	168.70
Kühlen	26.49	46.80	524.87	27.54	50.66	519.46	27.89	61.54	394.35
⇓ Zusammenfassung zu drei repräsentativen Fällen bei gleicher Gewichtung ⇓									
Repräsentativer Heizfall	Repräsentativer Entfeuchtungsfall			Repräsentativer Kühlfall					
4.10 °C, 60.3%, 179.3 W m ⁻²	16.18 °C, 68.8%, 196.9 W m ⁻²			27.31 °C, 53.0%, 479.56 W m ⁻²					

Tabelle 2.1: Repräsentative Randbedingungen für die Betriebsmodi Heizen, Kühlen, Entfeuchten ermittelt aus einer stationären Monte-Carlo-Simulation und weitere Zusammenfassung der drei klimatischen Regionen zu drei repräsentativen Randbedingungen.

2.6 Thermische Anforderungen des Antriebsstrangs

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein elektrischer Kompaktwagen mit einer Reichweite von ca. 150 km und einem mittleren Verbrauch von 17 kWh/100 km im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) angenommen. Das Fahrzeug verfügt über einen für 100 kW Antriebsleistung dimensionierten Antriebsstrang. Thermische Verluste der elektrischen Antriebskomponenten Batterie, Leistungselektronik und elektrischer Maschine sowie des Ladegeräts führen zur Erwärmung der jeweiligen Komponenten. Da dies zur Überhitzung führen kann, muss das Kühlsystem sicherstellen, dass die maximal zulässige Komponententemperatur nicht überschritten wird. Darf, wie es bei der Batterie der Fall sein kann, eine minimal zulässige Temperatur nicht unterschritten werden, erfordert dies, dass die Komponente geheizt wird.

Die thermischen Komponentenmodelle für elektrische Maschine, Leistungselektronik, Batterie und Ladegerät basieren auf einem null-dimensionalen Punktmassenmodell. Die repräsentative mittlere Komponententemperatur $T_m(t)$ wird durch eine Differentialgleichung beschrieben:

$$mc_p \frac{dT_m(t)}{dt} = \dot{Q}_{umg} + \dot{Q}_{\Delta} + \dot{Q}_{verl}, \quad (2.9)$$

wobei mc_p der thermischen Masse der Komponente, \dot{Q}_{Δ} dem durch das Heiz- und Kühlsystem hinzugeführten oder entnommenen Wärmestrom und \dot{Q}_{verl} den thermischen Verlusten innerhalb der Komponente entspricht. Wärmeenergieverluste an die Umgebung werden durch \dot{Q}_{umg} erfasst.

Je nach Anwendungsfall wird bei den thermischen Modellen, wie in Abbildung 2.7 dargestellt, zwischen zwei Ansätzen unterschieden. Für die energieflussbasierte Betrachtung der Komponenten wird der an das Heiz- und Kühlsystem übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Δ} direkt vorgegeben. Für die fluidstrombasierte Betrachtung ergibt sich der Wärmestrom \dot{Q}_{Δ} auf Grund eines thermischen Widerstands R zwischen Sekundärfluid und thermischer Masse. Eine ausführliche Darstellung des Längsdynamik- und Antriebsstrangmodells erfolgt in Anhang B.

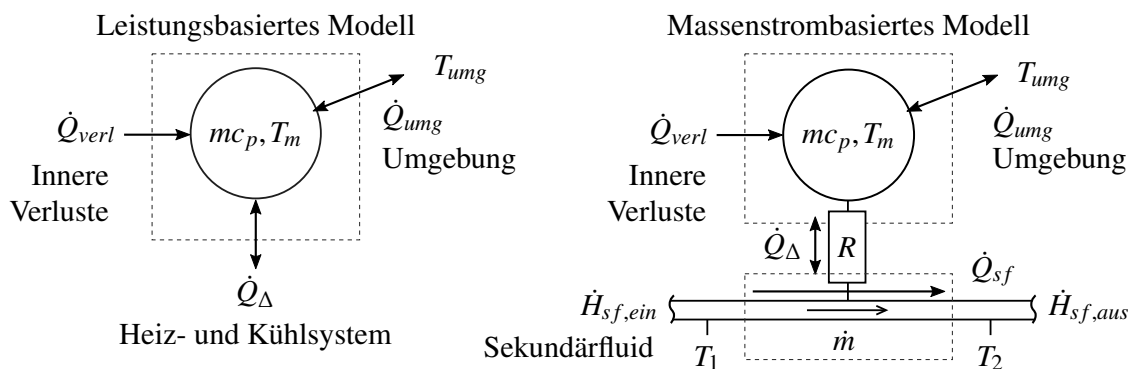


Abbildung 2.7: Thermische Punktmassenmodelle mit der repräsentativen Temperatur T_m und der thermischen Kapazität mc_p . **Links:** Die Leistung \dot{Q}_{Δ} , die durch das Heiz- und Kühlsystem zu- oder abgeführt wird, ist vorgegeben. **Rechts:** Die Leistung \dot{Q}_{Δ} , die durch das Heiz- und Kühlsystem zu- oder abgeführt wird, errechnet sich aus Temperatur und Massenstrom des Sekundärfluids und dem thermischen Widerstand R . Eine ausführliche Darstellung erfolgt in Anhang B.

3 Systemkomponenten des Heiz- und Kühlsystems

Den zuvor aufgezeigten Anforderungen werden in diesem Kapitel technische Systeme gegenübergestellt, die diese Anforderungen erfüllen können. Dabei kann zwischen Wärmequellen zum Heizen und Wärmesenken zum Kühlen unterschieden werden. Die technischen Möglichkeiten zur Bereitstellung von Heiz- und Kühlleistung sind vielfältig. Mit Fokus auf Systeme, die für den mobilen Einsatz geeignet sind, werden in dieser Arbeit vier Systemkomponenten für ein sekundärkreislaufbasiertes Heiz- und Kühlsystem betrachtet (Abbildung 3.1).

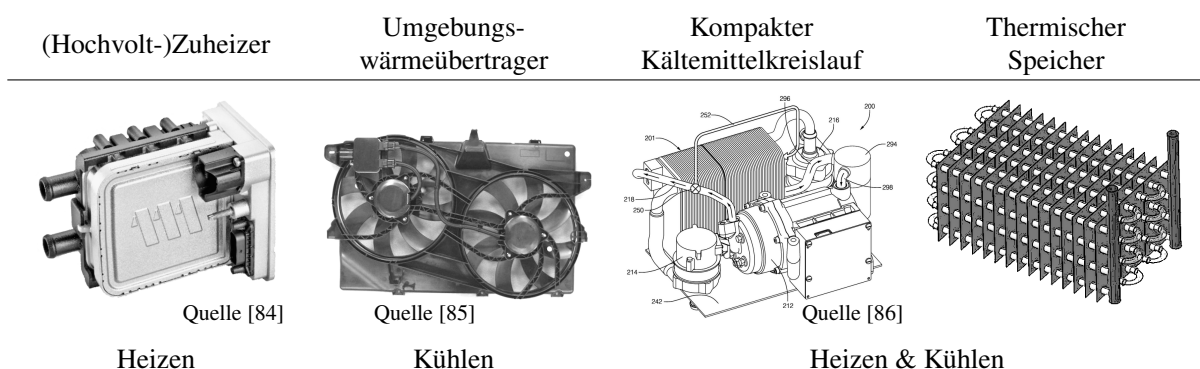


Abbildung 3.1: Systemkomponenten zur Bereitstellung von Heiz- und Kühlleistung.

Der kompakte Kältemittelkreislauf mit elektrischem Verdichter nimmt eine thermische Leistung auf niedrigem Temperaturniveau auf und gibt eine thermische Leistung auf einem hohen Temperaturniveau ab. Dies geschieht unter Verrichtung von mechanischer und elektrischer Arbeit. Der Hochvolt-Heizer wandelt elektrische Leistung direkt in thermische Leistung. Bei der Wandlung elektrischer Energie in thermische Energie ist das Verhältnis von erzeugter Wärmeleistung zu eingesetzter elektrischer Leistung kleiner 1. Dies muss bei einem Kältemittelkreislauf nicht der Fall sein. Das Kühlerpaket erlaubt, überschüssige Leistung aus dem System abzuführen. Dem thermischen Speicher wird entweder Wärmeenergie entzogen oder zugeführt, sodass dieser Defizite oder Überschüsse im System kompensieren kann. Thermischer Speicher und kompakter Kältemittelkreislauf können also sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen genutzt werden. Nachfolgend werden die physikalischen Modelle beschrieben. Die Modelle werden sowohl für die Berechnung der bereitstellbaren Leistung im Rahmen der energieflussbasierten Analyse (Kapitel 5) als auch für die Gesamtsystemsimulation (Kapitel 7 und 8) genutzt.

3.1 Elektrischer Zuheizer

Im Allgemeinen wird zwischen elektrischen und verbrennungsbasierten Heizern unterschieden: Bei einem Kraftstoffbrenner geben die Abgase des verbrannten Kraftstoffs ihre Wärme über die Kesselwandung an das umgebende Medium (Wasser oder Luft) ab. Bei Temperaturen von -40°C werden typischerweise 6 kW Heizleistung erreicht. In BEVs kommen zum

Beispiel Ethanol-betriebene Heizer zum Einsatz [87]. Da die Verbrennung zu Emissionen führt, die bei einem BEV unerwünscht sind, werden in BEVs (und PHEVs) vor allem elektrische Heizer eingesetzt. Mit einer Heizleistung bis zu 7 kW (Stand 2016) müssen diese mit dem Hochvoltnetz des BEVs versorgt werden. Um den geforderten dynamischen Verlauf der vorgegebenen Heizleistung zu erreichen, wird nachfolgend das Vorhandensein eines Hochvolt-Heizers angenommen.

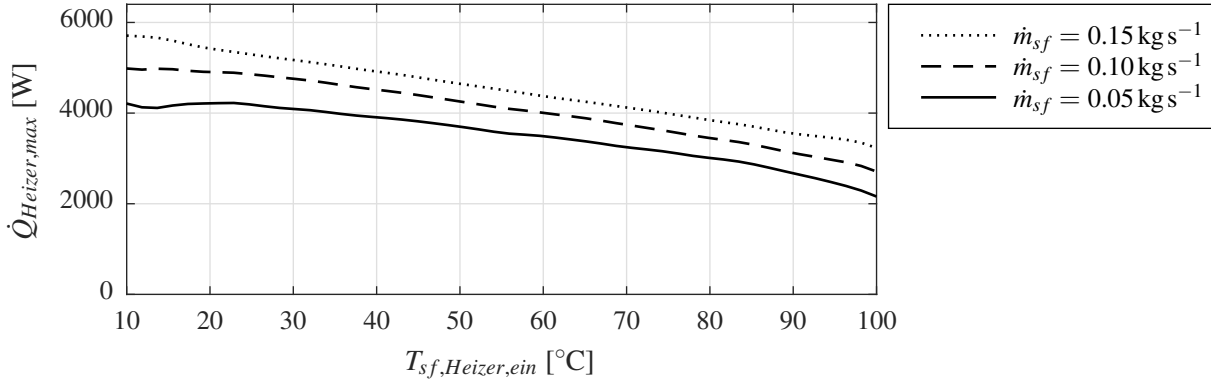


Abbildung 3.2: Maximale Leistung des hier angenommenen Hochvolt-Heizers.

Der Hochvolt-Heizer wird mit einem thermischen Wirkungsgrad ε von 90% modelliert. Die maximale Leistung $\dot{Q}_{Heizer,max}$ ist abhängig von Vorlauftemperatur $T_{sf,Heizer,ein}$ und Massenstrom \dot{m}_{sf} (Abbildung 3.2). Sowohl bei geringen Sekundärfluidmassenströmen als auch bei hohen Temperaturen sinkt die maximale Leistung $\dot{Q}_{Heizer,max}$. Ausgehend von der elektrischen Leistung P_{Heizer} und dem Wärmeübergangskoeffizienten α zwischen Sekundärfluid und Hochvolt-Heizer wird das dynamische Verhalten des Hochvolt-Heizers mit dem Ansatz

$$mc_p \frac{dT_{Heizer}}{dt} = \varepsilon P_{Heizer}(t) - \dot{Q}_{Heizer}(t) \quad \text{mit} \quad \dot{Q}_{Heizer} = \alpha A \cdot (T_{Heizer}(t) - T_{sf,Heizer}) \quad (3.1)$$

modelliert. Im Laplace-Bildbereich \mathcal{L} ergibt sich mit

$$\frac{dT_{Heizer}}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\dot{Q}_{Heizer}(t)}{\alpha A} + T_{sf,Heizer} \right) = \frac{1}{\alpha A} \cdot \frac{d\dot{Q}_{Heizer}(t)}{dt} \quad (3.2)$$

nach Umstellen:

$$\mathcal{L} \left\{ \dot{Q}_{Heizer}(t) + \frac{mc_p}{\alpha A} \cdot \frac{d\dot{Q}_{Heizer}(t)}{dt} = \varepsilon P_{Heizer}(t) \right\} \bullet \circ \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{Heizer}(s) = \frac{\varepsilon}{\tau s + 1} \cdot P_{Heizer}(s) \quad \text{mit} \quad \tau = \frac{mc_p}{\alpha A} \quad (3.4)$$

Die Zeitkonstante wird experimentell zu $\tau = 2.57 \text{ s}$ bestimmt. Zudem gilt $\dot{Q}_{Heizer} < \dot{Q}_{Heizer,max}$.

3.2 Umgebungswärmeübertrager

Typische Kühlerpakete bestehen mindestens aus einem Verflüssiger, einem Kühler zur Kühlung des Antriebsaggregates und einem Kühlerlüfter, der bei geringer Fahrgeschwindigkeit den geforderten Luftdurchsatz gewährleistet [88]. Bei BEVs können Kühlerpakete aus drei

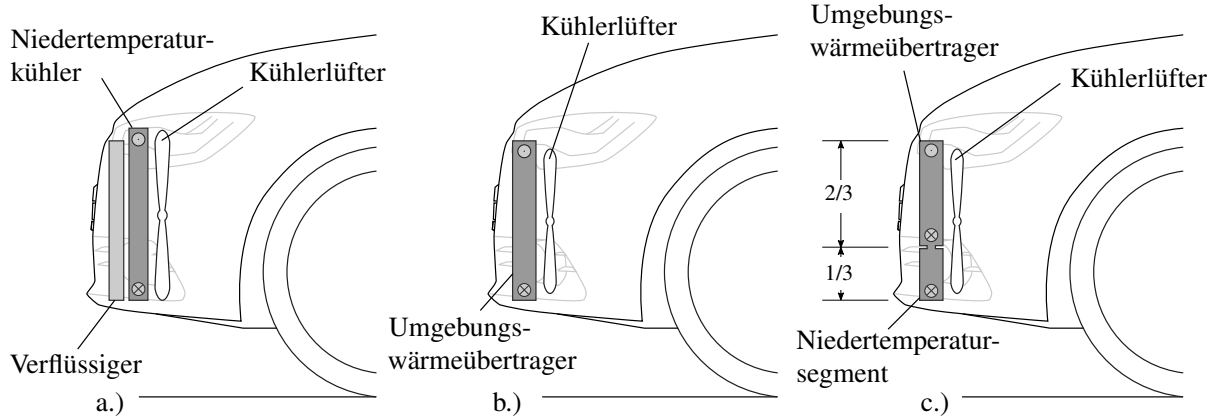


Abbildung 3.3: Kühlerpakete für ein konventionelles System (a), für ein sekundärkreislaufbasiertes System (b) sowie ein sekundärkreislaufbasiertes System mit Unter kühlungssegment zur Bereitstellung unterschiedlicher Temperaturniveaus (c).
Legende: \odot = Zulauf Kühler, \otimes = Rücklauf Kühler.

einzelnen unabhängigen Wärmeübertragern bestehen [89]. Bei PHEVs mit aufgeladenen Motoren und Ladeluftkühlung sind bis zu vier einzelne Wärmeübertrager erforderlich [40]. Das hier beschriebene Heiz- und Kühlsystem fasst die Funktionen eines Niedertemperaturkühlers und eines Verflüssigers (Abbildung 3.3a) zusammen und nutzt einen gemeinsamen Außenluftwärmeübertrager (AWÜ) im Fahrzeug-Frontend (Abbildung 3.3b). Dadurch kann der Luftdurchsatz durch einen geringeren Strömungswiderstand erhöht werden und Bauraum sowie Komplexität reduziert werden. Der Außenluftwärmeübertrager wird mit einer Stirnfläche von 0.3072 m^2 und einer Tiefe von 50.2 mm als Kreuzstromwärmeübertrager mit zwei Pässen angenommen. Die Modellierung erfolgt basierend auf einer bestehenden experimentell validierten Komponente mit doppelter Tiefe bei sonst gleicher Geometrie [55]. Des Weiteren wird im Rahmen dieser Arbeit eine zweite segmentierte Variante des Außenluftwärmeübertragers angenommen. Durch zwei getrennte Rückläufe und ein Unter kühlungssegment wird ein Teilmassenstrom auf ein niedrigeres Temperaturniveau abgekühlt (Abbildung 3.3c). Dabei wird bei gleichbleibender Stirnfläche ein Flächenverhältnis von $2 : 3$ angenommen. Der Luftmassenstrom \dot{m}_{KL} durch das Kühlerpaket sowie die elektrische Leistungsaufnahme des Kühlerlüfters P_{KL} werden durch Polynommodelle dritter Ordnung mit

$$\dot{m}_{KL} = \dot{m}_{KL}(v_{fzg}, z_{Lüfter}, T_{umg}) \quad \text{und} \quad (3.5)$$

$$P_{KL} = P_{KL}(v_{fzg}, z_{Lüfter}) \quad (3.6)$$

approximiert, wobei v_{fzg} der Fahrzeuggeschwindigkeit, $z_{Lüfter}$ der Lüfteransteuerung und T_{umg} der Umgebungstemperatur entspricht (Polynome siehe Anhang D.6).

3.3 Kompakter Kältemittelkreislauf

Das hier beschriebene Heiz- und Kühlkonzept sieht die zentrale Bereitstellung von Heiz- und Kühlleistung vor. Die Bereitstellung erfolgt mit einer kompakten Kompressionskältemaschine, deren Funktionsweise und Modellierung nachfolgend beschrieben werden.

Beschreibung Kaldampfprozess

Die Bereitstellung der Heiz- und Kühlleistung erfolgt idealisiert durch einen Kaldampfprozess, der auch als Evans-Perkins-Prozess oder Plank-Prozess bezeichnet wird. Dieser kann idealisiert durch vier Zustandsänderungen beschrieben werden. Kältemitteldampf wird vom Verdichter unter Aufnahme der Antriebsleistung $P_{\text{KMV,mech}}$ isentrop verdichtet ($1 \rightarrow 2$). In dem nachgeschalteten Wärmeübertrager (Verflüssiger) kondensiert das Kältemittel isobar unter Abgabe der Wärmeleistung \dot{Q}_{Verfl} ($2 \rightarrow 3$). Bei der anschließenden isenthalpen Expansion des flüssigen Kältemittels nimmt der Kältemitteldruck ab ($3 \rightarrow 4$), das Kältemittel kühlt ab und verdampft teilweise. In einem zweiten Wärmeübertrager (Verdampfer) nimmt das Kältemittel durch isobares Verdampfen den zugeführten Wärmestrom \dot{Q}_{Verd} auf ($4 \rightarrow 1$). Das Kältemittel wird wieder dem Verdichter zugeführt und der Kreisprozess wird geschlossen. Die Effizienz einer Kältemaschine wird durch den sogenannten *Coefficient of Performance* (*COP*) beschrieben. Dieser beschreibt das Verhältnis von Nutzleistung \dot{Q} zu der zugeführten elektrischen Leistung des Verdichters $P_{\text{KMV,el}}$

$$\dot{Q}_{\text{Verd}} = \text{COP}_{\text{kühl}} \cdot P_{\text{KMV,el}} \quad \text{und} \quad \dot{Q}_{\text{Verfl}} = \text{COP}_{\text{heiz}} \cdot P_{\text{KMV,el}}. \quad (3.7)$$

Unter der Annahme eines offenen adiabaten Systems entspricht die Summe aus elektrischer Arbeit und aufgenommener thermischer Leistung am Verdampfer der abgegebenen thermischen Leistung am Verflüssiger. Es ergibt sich damit

$$\text{COP}_{\text{heiz}} = 1 + \text{COP}_{\text{kühl}} \quad \text{und} \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{\text{Verd}} = \frac{\text{COP}_{\text{kühl}}}{(1 + \text{COP}_{\text{kühl}})} \cdot \dot{Q}_{\text{Verfl}}. \quad (3.9)$$

Ist der $\text{COP}_{\text{kühl}}$ bekannt, lassen sich bei gegebener Verdichterleistung $P_{\text{KMV,el}}$ nach Gleichung 3.7 und 3.9 stationäre thermische Leistung von Verdampfer \dot{Q}_{Verd} und Verflüssiger \dot{Q}_{Verfl} berechnen. Bei konventionellen Klimasystemen erfolgen Verflüssigung und Verdampfung des Kältemittels direkt mit Hilfe der Luft. Dazu wird ein Verflüssiger (auch Kondensator) als Teil des Kühlerpakets in der Fahrzeugfront verbaut und ein Verdampfer im Klimagerät integriert. Im Gegensatz dazu erfolgt die Wärmeübertragung bei einem kompakten Kältemittelkreislauf an ein Sekundärfluid.

Freiheitsgrade und Regelung

Bei gegebenen externen Randbedingungen ergibt sich die Last \dot{Q}_{Verd} beziehungsweise \dot{Q}_{Verfl} , die sich am Verdampfer beziehungsweise Verflüssiger einstellt, aus der Kombination von Verdichterdrehzahl n_{KMV} und Drosselstellung z_{eev} . Die externen Randbedingungen sind durch die sekundärfluidseitigen Vorlauftemperaturen $T_{\text{sf,Verd,ein}}$ und $T_{\text{sf,Verfl,ein}}$ sowie die sekundärfluidseitigen Massenströme $\dot{m}_{\text{sf,Verd}}$ und $\dot{m}_{\text{sf,Verfl}}$ beschrieben (Abbildung 3.4).

Für den Kältemittelkreislauf werden zwei Regelkreise festgelegt. Die Last wird hier zunächst mit Hilfe der Verdichterdrehzahl n_{KMV} geregelt. Da sich die Last aus der Kombination der beiden Stellgrößen z_{eev} und n_{KMV} ergibt, verbleibt z_{eev} als Freiheitsgrad. Bei Systemen mit fixer Drosselstellung (*Orifice Tube*) oder einem thermostatischen Expansionsventil (TXV) wird der Freiheitsgrad fixiert. Bei Systemen mit elektronischem Expansionsventil (EEV)

verbleibt ein Freiheitsgrad zur Optimierung, um bei gegebener Heiz- oder Kühlanforderung diese unter geringst möglicher Aufnahme von Verdichterleistung bereitzustellen. In der Praxis muss das einzustellende Optimum durch messbare Systemgrößen beschrieben werden können. Diese Systemgröße sollte das Optimum bei konstantem Wert möglichst so beschreiben, dass eine Abweichung zu einem geringen Effizienzverlust führt (vgl. *self-optimizing control* [90]). In der Regel wird für Systeme mit Niederdrucksammler und unterkritischem Kreisprozess die Unterkühlung nach Verflüssiger $\Delta T_{\text{unterk}} = T_{\text{sat}}(p_3) - T_3$ als beschreibende Größe für das Optimum gewählt [91]. Für die durchzuführenden Simulationen wird die optimale Unterkühlung stationär in Abhängigkeit der Randbedingungen simulativ ermittelt.

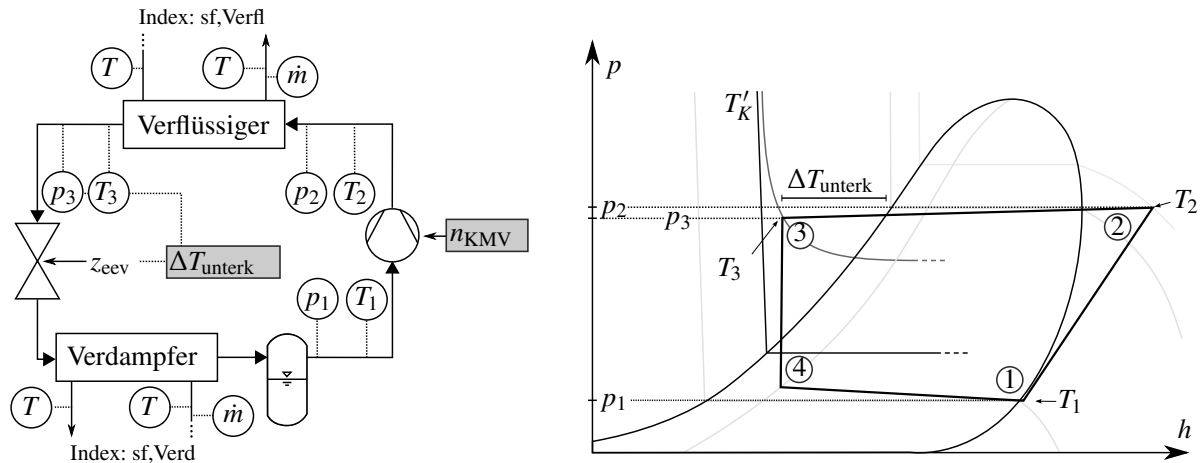


Abbildung 3.4: Kompakter Kältemittelkreislauf und Darstellung des Prozesses im p-h-Diagramm.

Reale technische Systeme können nur innerhalb physikalischer Grenzen betrieben werden. Dies trifft auch auf den betrachteten Kältemittelkreislauf zu: Wird eine Randbedingung wie minimaler Niederdruck, maximaler Hochdruck oder eine Stellgrößenbegrenzung wie minimale oder maximale Verdichterdrehzahl oder Drosselquerschnitt erreicht, reduziert sich die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems um 1. Werden zwei Randbedingungen verletzt, kann das System die geforderte Last nicht mehr bereitstellen.

Detailliertes Modell

Das Modell für die hier durchgeführten Berechnungen basiert auf einem experimentellen System, das mit dem teilfluorierten Kohlenwasserstoff R-134a als Kältemittel betrieben wird ([92], [47]) und auf einer darauf basierenden Modellbildung von Menken [55]. Dabei wird auf Basis eines verlustbasierten Verdichtermodells, diskretisierten Wärmeübertragermodellen mit geeigneten Korrelationen zur Beschreibung der Wärmeübergänge und einem isenthalp modellierten Expansionsorgan mit variabler Querschnittsfläche (EEV) zunächst ein Modell anhand von Messungen abgeleitet. Abbildung 3.5 zeigt drei stationäre Validierungspunkte. Experiment und Simulationsmodell zeigen dabei eine gute Übereinstimmung.

In einem zweiten Schritt erfolgt die Dimensionierung des Systems sowie die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmediums. Dabei wird nachfolgende Annahme getroffen: Zum Einsatz kommt das Kältemittel R290 (Propan), da dieses neben einer hohen spezifischen Wärmeleistung kostengünstig, mit einem *Global Warming Potential* $GWP < 3$ umweltfreundlich sowie ungiftig ist [93]. Es wird ein elektrischer Scrollverdichter mit einem Schluckvolu-

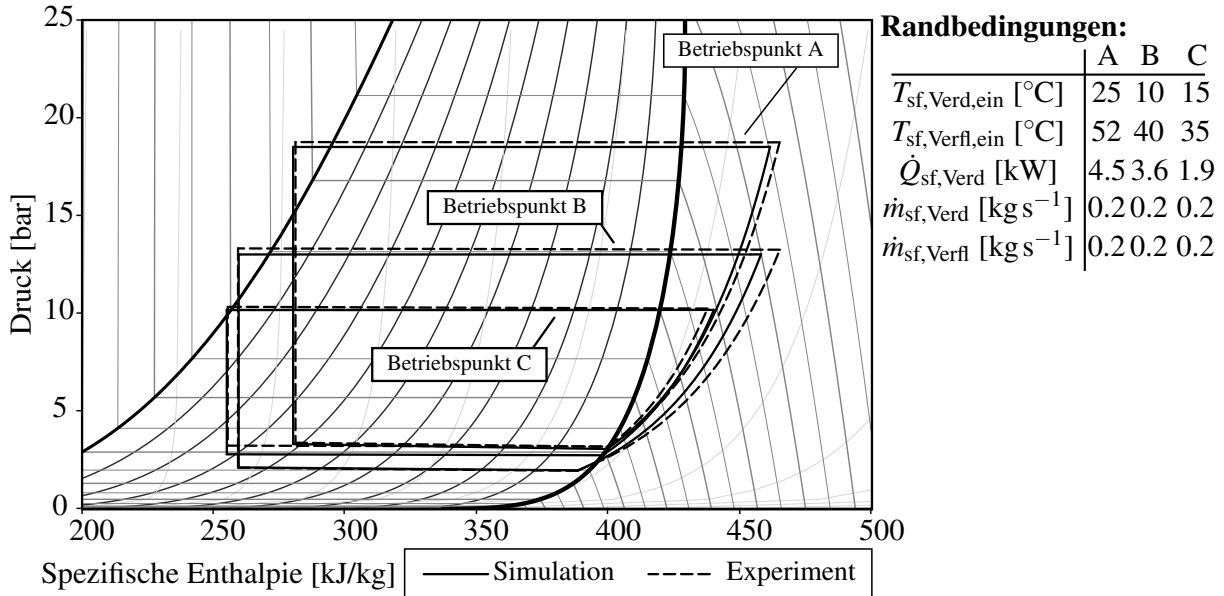


Abbildung 3.5: Modellvalidierung in vier Betriebspunkten mit experimentell ermittelten stationären Messdaten an einem Primärkreislaufprüfstand.

men von 34 cm² angenommen. Aufbauend auf einem verlustbasierten Modell nach [94] wird das Modell des Verdichters mit Hilfe von Messdaten hinsichtlich isentropen Wirkungsgrad und Liefergrad angepasst (vgl. auch [55]). Der elektrische Wirkungsgrad $\varepsilon_{KMV, el} = P_{KMV, mech} / P_{KMV, el}$ wird mit 80% angenommen. Für die Übertragungsflächen der Wärmeübertrager gilt $A_{Verfl} / A_{Verd} \approx 1$. Des Weiteren wird ein Niederdrucksammler verwendet. Für eine experimentelle Untersuchung der geeigneten Sammlerposition für das beschriebene System siehe Menken et. al. [92]. Neben der Optimierung der Kältemittelfüllmenge wird in [47] gezeigt, dass für einen kompakten Kältemittelkreislauf eine deutliche Reduktion der Kältemittelfüllmenge möglich ist.

Vereinfachtes Modell

Um die numerische Stabilität des Modells zu erhöhen und gleichzeitig die Rechenzeit zu senken wird ein Modell mit reduzierter Ordnung abgeleitet. Dabei wird der Ansatz aus [95] aufgegriffen. Jedoch werden anstelle von Polynomen künstliche neuronale Netze eingesetzt, da diese eine höhere Genauigkeit erreichen (vgl. z. B. [96]).

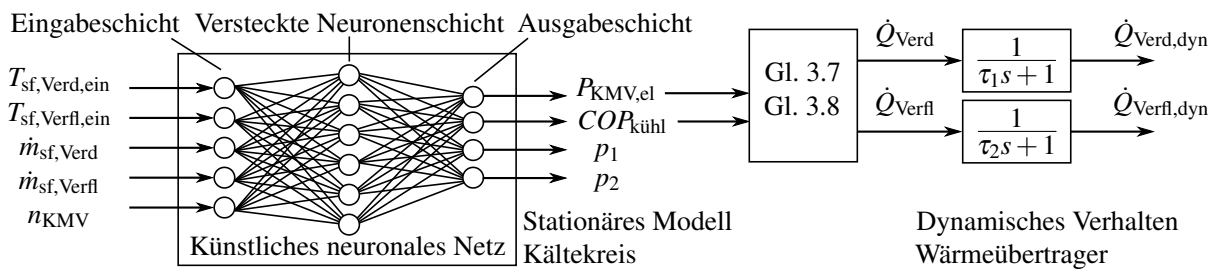


Abbildung 3.6: Das Modell des Kältemittelkreislaufs zur Berechnung der Wärme- und Kälteleistung setzt sich aus einem stationären und einem dynamischen Anteil zusammen.

Wie in Abbildung 3.6 dargestellt, werden zunächst die stationäre Effizienzkennzahl $COP_{\text{kühl}}$ und die stationäre elektrische Verdichterleistung $P_{\text{KMV,el}}$ in Abhängigkeit von externen Randbedingungen $T_{\text{sf,Verfl,ein}}$, $\dot{m}_{\text{sf,Verfl}}$, $T_{\text{sf,Verd,ein}}$, $\dot{m}_{\text{sf,Verd}}$ und der Verdichterdrehzahl n_{KMV} (vgl. auch Abbildung 3.4) berechnet und um einen dynamischen Anteil erweitert.

Zur Annäherung des stationären $COP_{\text{kühl}}$ wird ein künstliches neuronales Netz (KNN) genutzt. Ein vorwärts-gerichtetes KNN mit 6 Neuronen in einer versteckten Ebene liefert dabei eine ausreichende Übereinstimmung (Abbildung 3.6). Für eine Einführung in die Theorie der künstlichen neuronalen Netze und deren Begrifflichkeiten sei zum Beispiel auf [97, S.43] verwiesen. Während des Trainings des KNN wird der mittlere quadratische Fehler (MSE) durch eine Regressionsmethode (Bayesianische Regularisierung, [98] und [99]) minimiert. Die Trainingsdaten für den stationären Anteil des Modells stammen dabei von 251 simulierten stationären Betriebspunkten des detaillierten Modells. Um eine Überanpassung zu verhindern, werden zur Validierung 50 Betriebspunkte von der Trainingsphase ausgeschlossen und lediglich zur Validierung genutzt. Die Trainingsdaten werden so ausgewählt, dass sich jeweils eine optimale Unterkühlung ΔT_{unterk} ergibt.

Eingangsgröße	von	bis	Eingangsgröße	von	bis
$T_{\text{sf,Verfl,ein}}$	$-10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$80\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\dot{m}_{\text{sf,Verfl}}$	0.05 kg s^{-1}	0.35 kg s^{-1}
$T_{\text{sf,Verd,ein}}$	$-25\text{ }^{\circ}\text{C}$	$50\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\dot{m}_{\text{sf,Verd}}$	0.05 kg s^{-1}	0.35 kg s^{-1}
n_{KMV}	950 min^{-1}	8500 min^{-1}			

Tabelle 3.1: Gültigkeitsbereich des vereinfachten Modells des Kältemittelkreislaufs.

Das Modell erreicht in seinem Gültigkeitsbereich, siehe Tabelle 3.1, ein korrigiertes Bestimmtheitsmaß \bar{R}^2 von 99.94% bei einem mittleren quadratischen Fehler (MSE) von 0.0023 bezüglich des $COP_{\text{kühl}}$ für Trainings- und Validierungsdaten (Definition des Bestimmtheitsmaßes bei der Anwendung von Regressionsmethoden siehe [100]).

Die stationären Modelle werden um einen dynamischen Anteil, ähnlich wie bei [95], erweitert. Motiviert durch die Annahme, dass eine Systemträgheit primär durch die thermische Masse der Wärmeübertrager verursacht wird, werden dynamische und stationäre Verdampfer- und Verflüssigerleistung durch eine gewöhnliche Differentialgleichung erster Ordnung (PT_1 -Element) in Beziehung gesetzt (Abbildung 3.6). Die Zeitkonstanten τ_1 und τ_2 von dynamischem Verdampfer- und Verflüssigermodell werden experimentell zu 15 s bestimmt.

Zur Berücksichtigung relevanter Randbedingungen wird der Niederdruck vor Verdichter und der Hochdruck nach Verdichter ebenfalls durch das künstliche neuronale Netz modelliert. Damit kann eine Überschreitung des maximalen Hochdrucks von 35 bar erkannt werden. Bei einer Unterschreitung eines Niederdrucks von 1.1 bar wird der Verdichter so geregelt, dass der Niederdruck konstant gehalten wird. Daraus ergibt sich eine reduzierte Systemleistung.

Modellvalidierung

Abbildung 3.7 zeigt den Vergleich des vereinfachten dynamischen Modells mit einer Fahrzeugmessung für einen Abkühlversuch anhand von Drücken und Austrittstemperaturen. Zwar wird der Hochdruck in der ersten Hälfte und Niederdruck in der zweiten Hälfte der Messung überschätzt, jedoch ist der Fehler jederzeit kleiner 1 bar. Insbesondere die Austrittstemperatur des Verdampfers zeigt eine sehr gute Übereinstimmung.

3 Systemkomponenten des Heiz- und Kühlsystems

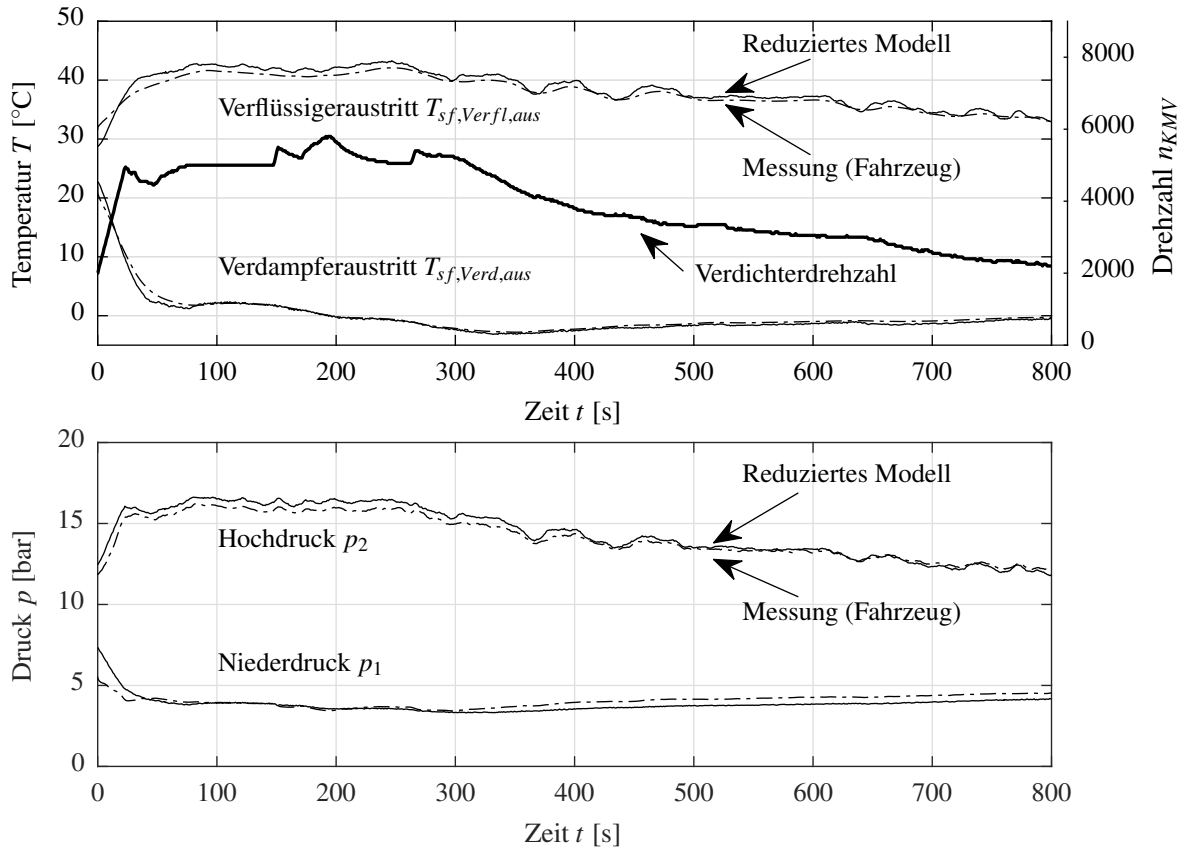


Abbildung 3.7: Validierung des vereinfachten dynamischen Modells des Kältemittelkreislaufs anhand von Drücken und Austrittstemperaturen für einen gemessenen Abkühlversuch.

3.4 Thermischer Energiespeicher

Die Aufwendung elektrischer Energie zum Heizen oder Kühlen führt immer zu einer Reduktion der elektrischen Reichweite. Die Idee eines thermischen Speichers besteht darin, die für das Heizen oder Kühlen erforderliche Energie vollständig oder teilweise in thermischer Form zu speichern.

Funktionsweise eines thermischen Energiespeichers

Grundsätzlich können thermische Energiespeicher (TES) in sensible und latente Wärmespeicher unterteilt werden. Bei einem sensiblen Wärmespeicher ändert sich die Temperatur des Speichermediums mit der gespeicherten Energie. Dies muss bei latenten Wärmespeichern nicht der Fall sein, da hier das Speichermedium einen Phasenwechsel durchläuft. Die in einer definierten Masse m gespeicherte sensible Wärme Q_{sens} und gespeicherte latente Wärme Q_{lat} sind durch die Gleichungen

$$Q_{sens} = m \int c(T) dT \quad (3.10)$$

$$Q_{lat} = r \cdot m \cdot \Delta h_f \quad (3.11)$$

gegeben ([101], [102]). Dabei ist Δh_f die Schmelzenthalpie des Mediums bei der Schmelztemperatur T_f . Die Größe r ist der Anteil des Speichermediums, der während des Phasen-

wechsels schmilzt oder erstarrt (Definition: r = geschmolzene Masse/gesamte Masse) und $c(T)$ die temperaturabhängige spezifische Wärmekapazität. Ein Medium, das bei Über- oder Unterschreiten eines bestimmten Temperaturniveaus T_f seinen Aggregatzustand wechselt, wird auch als Phase Change Material (PCM) bezeichnet.

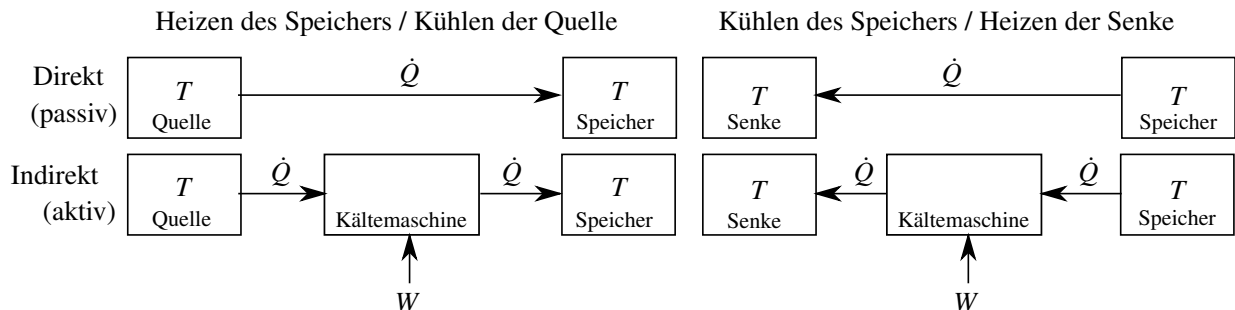


Abbildung 3.8: Direkte und indirekte Prozessführung des thermischen Speichers

Gemäß Abbildung 3.8 ist es des Weiteren sinnvoll, zwischen direkter und indirekter Prozessführung des thermischen Speichers zu unterscheiden. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik kann ein Wärmestrom \dot{Q} nicht *von selbst* von einem Körper niedriger Temperatur auf einen Körper höherer Temperatur übergehen. Eine direkte Prozessführung ist daher nur möglich, wenn für die Temperatur T_{TES} des Speichers $T_{TES} < T_{Quelle}$ beziehungsweise $T_{TES} > T_{Senke}$ gilt. Ist dies nicht der Fall, kann gespeicherte/entzogene Energie mit Hilfe der Wärmepumpe/Kältemaschine unter Aufwendung der Arbeit W indirekt immer noch genutzt werden. Um eine Verwechslung mit den Begriffen direkt und indirekt, die bereits im Kontext der Sekundärkreisläufe genutzt werden, auszuschließen, werden nachfolgend die Begriffe *passiv* für direkt und *aktiv* für indirekt verwendet.

Einsatz eines Eisspeichers

Während ein System mit zwei thermischen Speichern, die jeweils unterschiedliche Speichermedien beinhalten Vorteile bietet (vgl. [67]), wird hier ein Speicher sowohl als Wärmequelle als auch als Wärmesenke verwendet. Es stellt sich die Frage, ob ein thermischer Speicher durch Auswahl des PCMs so gewählt wird, dass dieser zur Speicherung von Wärme oder zur Speicherung von „Kälte“ hinsichtlich der Heiz- und Kühlanforderungen geeigneter ist. Ausgehend von einer angenommenen Komforttemperatur des Fahrzeuginnenraums von 22°C und der Phasenübergangstemperatur T_f des Speichermediums lässt sich zwischen einem Speicher zur bevorzugten Speicherung von Wärme ($T_f > 22^\circ\text{C}$) und einem Speicher zur bevorzugten Speicherung von Kälte ($T_f < 22^\circ\text{C}$) unterscheiden.

Für Europa ergibt sich, wie in Anhang A gezeigt, folgende Situation: Sowohl für den Klimatisierungsfall Entfeuchten (Auftrittshäufigkeit 45%) als auch den Klimatisierungsfall Kühlen (Auftrittshäufigkeit 22%) ist die Bereitstellung von Kühlleistung erforderlich. Damit wird in 67% aller Fälle Kühlleistung benötigt. Heizleistung wird in 77% der Fälle benötigt. Mit einer 10% größeren Wahrscheinlichkeit wird also Heizleistung benötigt. Dem kann gegenübergestellt werden, dass die Speicherung von Kühlleistung vorteilhafter gegenüber dem natürlichen Angebot an Abwärmen ist: Energiewandlungsverluste führen zur Erwärmung von Komponenten, niemals zur Abkühlung. Heizleistung steht daher prinzipiell immer zur

Verfügung, wenn Arbeit verrichtet wird, Kühlleistung hingegen nicht. Zudem kann durch die vorhandene Wärmepumpe Heizleistung mit einer höheren Leistungszahl als Kälteleistung erzeugt werden. Es wird daher ein Speichermedium zur bevorzugten Speicherung von „Kälte“ gewählt. Die statistisch ermittelte Bestätigung erfolgt in Kapitel 8.

Wasser stellt ein natürliches PCM (Phase Change Material) dar, welches bei einem Phasenübergang bei 0°C zur Speicherung von Kälte geeignet ist und auf Grund nachfolgender Vorteile in dieser Arbeit als Speichermedium untersucht wird.

1. Wasser besitzt eine hohe Schmelzenthalpie $\Delta h_{f,H_2O}$ von 333 kJ kg^{-1} und spezifische Wärmekapazität c_{p,H_2O} von $4.182\text{ kJ kg}^{-1}\text{ K}^{-1}$ bei 20°C . Daraus ergibt sich eine sehr hohe Energiedichte im Vergleich zu anderen Stoffen.
2. Aus wirtschaftlicher Sicht zeichnet sich Wasser durch sehr geringe Kosten und eine hohe Verfügbarkeit, selbst für den Fahrzeughalter, aus.
3. Es gibt geringe Bedenken bezüglich der Betriebssicherheit. Dies ist wichtig, um das System in den vorhandenen Bauräumen frei platzieren zu können.
4. Das Speichermedium degeneriert nicht, wie es beispielsweise bei einigen organischen PCMs wie Paraffin der Fall ist [103].

Zudem wird Wasser bereits als Latentwärmespeicher im Automobil untersucht, so beschreibt Eisele ein experimentelles Eisspeicher-System mit einem Volumen von 15 L [43]. Ein Nachteil von Wasser ist die Ausdehnung und damit verbundene technische Herausforderungen.

Abbildung 3.9 zeigt den schematischen Aufbau des hier simulativ und experimentell betrachteten thermischen Speichers. Der untersuchte thermische Speicher mit einer Speichermasse von $m_{TES} = 20\text{ kg}$ besteht aus sechs seriell angeordneten Rohren, die in vier Ebenen parallel von einem Sekundärfluid durchströmt werden. Für die 15 Lamellen ergibt sich ein Lamellenabstand von 25 mm und eine gesamte Oberfläche von 1.6 m^2 . Aufgrund der sehr guten Wärmeleitfähigkeit sind wärmeführende Teile des Speichers aus Kupfer gefertigt ($\lambda_{Cu} = 400\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$). Zudem befindet sich im Innenbereich der beiden Wände eine Schicht des Isolationsmaterials Armaflex[®] mit einer Wärmeleitfähigkeit von etwa $\lambda_A = 0.037\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$. Das Leergewicht des Speichers ist 8.7 kg inklusive Rohre, Lamellen und Behälter. Dies führt dazu, dass sich die thermische Masse des Speichers entsprechend erhöht. Der Effekt wird in der Simulation berücksichtigt.

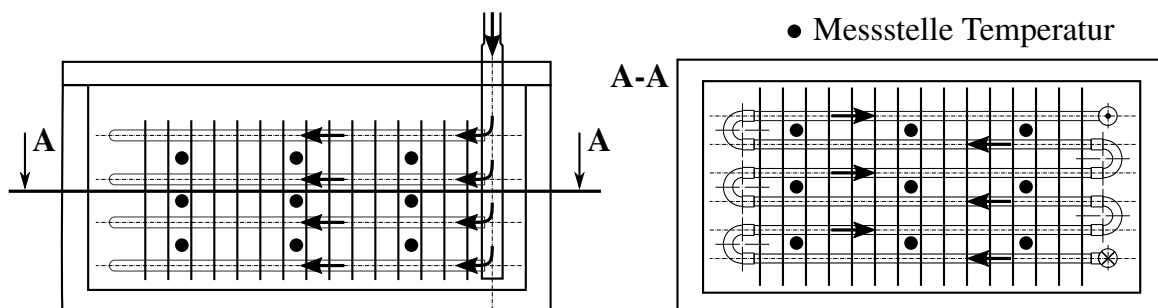


Abbildung 3.9: Schematischer Aufbau des thermischen Eis-Speichers für eine Speichermasse von 20 kg mit 27 Temperaturmessstellen.

Modellierung des thermischen Energiespeichers

Ein in Modelica erstelltes Simulationsmodell der Komponentenbibliothek TIL Suite [104] dient als Ausgangsbasis und wird gemäß der Problemstellung erweitert und mit verschiedenen Prüfstandsmessungen kalibriert. Das zellbasierte Modell beschreibt Rohre, welche von dem Speichermedium umgeben sind und von einem wärmeübertragenden Sekundärfluid durchströmt werden (Abbildung 3.10, links). Dabei erfolgt eine Diskretisierung in Strömungsrichtung mit $n_{\text{Zellen}} = 5$. Es wird zwischen Sekundärfluid (kurz Fluid), Wand und Speichermedium (kurz Medium) unterschieden (Abbildung 3.10, rechts). Das Medium wird weiterhin orthogonal zur Strömungsrichtung des Sekundärfluids mit $m_{\text{SLE}} = 20$ diskretisiert, um Phasenwechselvorgänge durch sogenannte SLE-Zellen (Solid-Liquid-Equilibrium) zu erfassen. Vereinfacht werden die integrierten Lamellen als Teil der SLE-Zellen betrachtet.

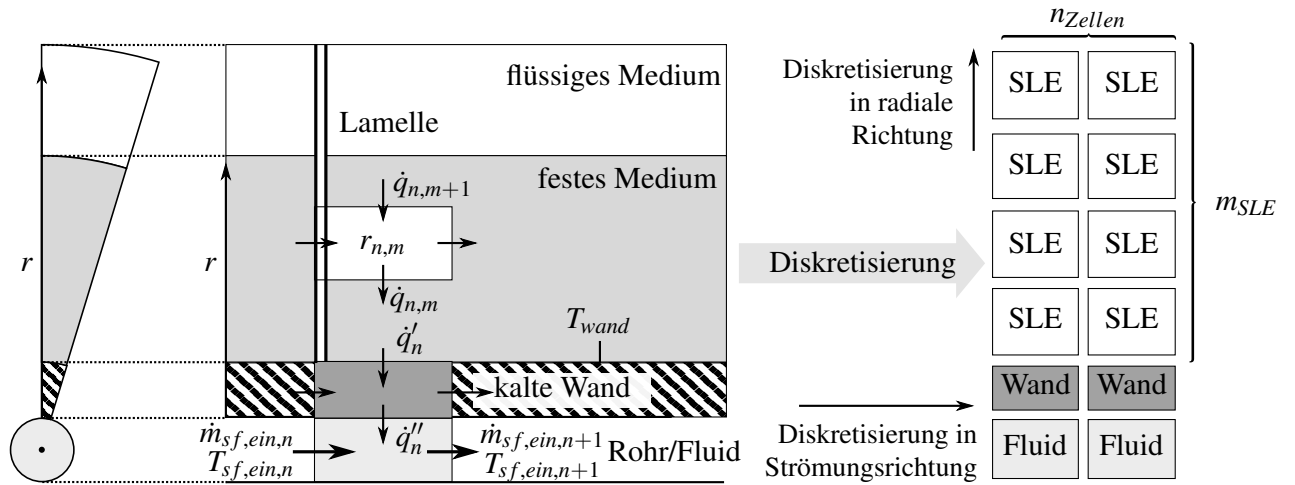


Abbildung 3.10: Diskretisiertes Modell des hier betrachteten thermischen Speichers bestehend aus Sekundärfluid, Rohrwand und Speichermedium (SLE, Solid-Liquid-Equilibrium).

Die Lamellen werden durch eine Erhöhung der Leitfähigkeit berücksichtigt. Mit dem zusätzlichen Wärmeleitkoeffizienten λ_{Lam} berechnet sich der Wärmeleitkoeffizient in den SLE-Zellen λ_{ges} aus

$$\lambda_{\text{ges}} = \frac{V_{\text{PCM}}}{V_{\text{ges}}} \cdot \lambda_{\text{PCM}} + \frac{V_{\text{Lam}}}{V_{\text{ges}}} \cdot \mu_{\text{Lam}} \cdot \lambda_{\text{PCM}}, \quad (3.12)$$

wobei die Wärmeleitkoeffizienten des Speichermediums λ_{PCM} und der Lamellen λ_{Lam} entsprechend der Volumenanteile von Lamellenvolumen V_{Lam} beziehungsweise Speichervolumen V_{PCM} zu Gesamtvolumen V_{ges} gewichtet werden. Des Weiteren wird ein Lamellenwirkungsgrad μ_{Lam} eingeführt und als konstant angenommen. Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha = Nu \cdot \lambda / d_{\text{hyd}}$ zwischen Fluid und Wand werden die Korrelationen nach Gnielinski [105] und Dittus-Bölder [106] angenommen. Da diese nicht für den laminaren Bereich ($Re < 2300$) gelten, wird für diesen die Korrelation von Shah [107] angewendet:

$$Nu = \left[3.66^3 + 0.7^3 + \left[1.615 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_{\text{hyd}} / l)^{1/3} - 0.7 \right]^3 \right]^{1/3} \quad (3.13)$$

Die Nusselt-Zahl Nu ergibt sich dabei aus dem hydraulischen Durchmesser d_{hyd} , der Länge l des Rohres sowie der stoffabhängigen Prandtl-Zahl Pr und Reynolds-Zahl Re .

3 Systemkomponenten des Heiz- und Kühlsystems

Zur Kalibrierung des Simulationsmodells werden experimentelle Untersuchungen bei Vorlauftemperaturen von $T_{sf, TES, ein} = -20^\circ\text{C}$, -10°C und -5°C für den Beladevorgang und $T_{sf, TES, ein} = 30^\circ\text{C}$, 50°C und 80°C für den Entladevorgang durchgeführt. Dabei wird jeweils ein Massenstrom \dot{m}_{sf} von 0.2 kg s^{-1} , 0.35 kg s^{-1} und 0.5 kg s^{-1} vorgegeben. Auf Basis der Messungen wird ein Lamellenwirkungsgrad von $\mu_{Lam} = 0.4$ ermittelt. In Abbildung 3.11 sind die Ergebnisse eines Beladevorgangs bei einer Vorlauftemperatur von $T_{sf, TES, ein} = -5^\circ\text{C}$ und eines Entladevorgangs bei einer Vorlauftemperatur von $T_{sf, TES, ein} = 50^\circ\text{C}$ beispielhaft dargestellt. Bei der Simulation ergeben sich insbesondere bei der Unterkühlung des Mediums geringere Zeitkonstanten als im Experiment. Eine mögliche Erklärung könnte das Vorhandensein noch nicht vollständig gefrorener Teilbereiche im Behälter sein. Abweichungen zu Beginn des Entladevorgangs lassen sich durch hohe Inhomogenität während des Schmelzprozesses erklären. Diese könnten dadurch zustande kommen, dass sich Eis schrittweise von den warmen Lamellen löst und aufsteigt. Insbesondere der relevante Phasenübergang wird jedoch durch das Simulationsmodell gut abgebildet. Durch den größeren Unterschied von Schmelztemperatur und Vorlauftemperatur beim Entladevorgang wird der Phasenwechsel schneller durchlaufen. Die Untersuchung des thermischen Speichers im Gesamtfahrzeugkontext folgt in Kapitel 8.

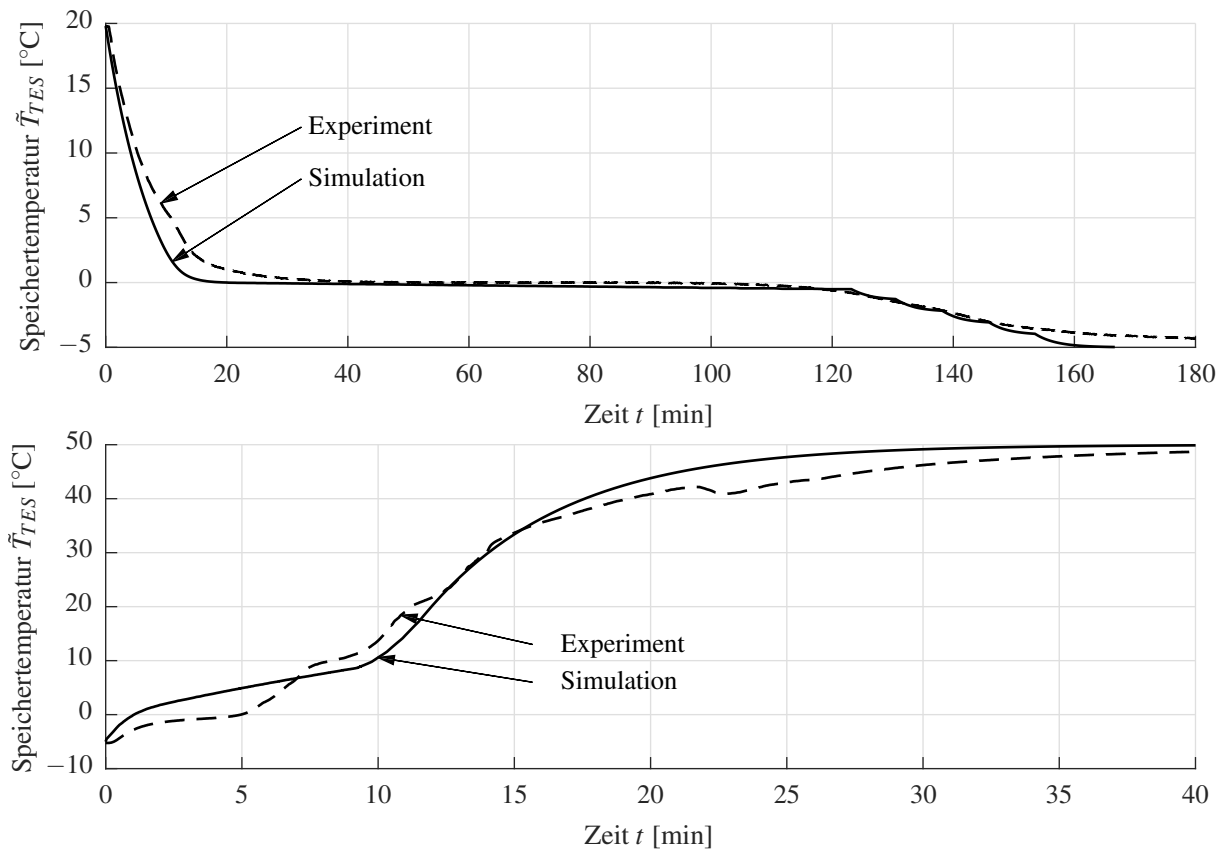


Abbildung 3.11: Gemittelte Speichertemperatur \tilde{T}_{TES} bei einem Beladevorgang (oben) und einem Entladevorgang (unten) eines thermischen Speichers mit einer Speichermasse von 20 kg und 15 Lamellen bei einem Sekundärfluidmassenstrom von $\dot{m}_{sf} = 0.2\text{ kg s}^{-1}$ beziehungsweise $\dot{m}_{sf} = 0.35\text{ kg s}^{-1}$ und einer Vorlauftemperatur von $T_{sf, TES, ein} = -5^\circ\text{C}$ beim Beladen und $T_{sf, TES, ein} = 50^\circ\text{C}$ beim Entladen.

4 Methode zur strukturierten Herleitung erforderlicher thermischer Energieströme

In Kapitel 2 wurden zunächst die dynamischen Anforderungen, die sich an das Heiz- und Kühlsystem eines batterieelektrischen Fahrzeugs stellen, beschrieben. Dem gegenüber wurden im vorherigen Kapitel technische Mittel gestellt, welche in der Lage sind, auftretende Heiz- und Kühlbedarfe zu kompensieren. Nachfolgend wird durch eine Analyse der erforderlichen thermischen Energieströme eine Verbindung zwischen anfordernden und kompensierenden Komponenten des Heiz- und Kühlsystems hergestellt.

4.1 Annahmen zur Ableitung idealisierter Energieströme

Die Aufgabe des Heiz- und Kühlsystems besteht darin, alle thermischen Anforderungen der verschiedenen Teilsysteme unter minimaler Aufwendung elektrischer Energie zu erfüllen. Dazu müssen thermische Energieströme zwischen anfordernden Komponenten mit Heiz- oder Kühlbedarf einerseits und den möglichen Bereitstellern andererseits realisiert werden. Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, sind diese thermischen Energieströme eine von der technischen Umsetzung unabhängige Abstraktion.

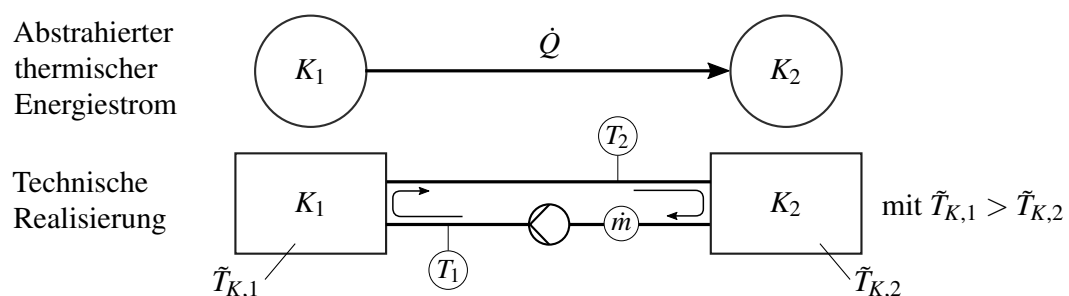


Abbildung 4.1: Abstrahierter thermischer Energiestrom von K_1 nach K_2 und eine mögliche technische Realisierung durch einen Fluidkreislauf.

Nachfolgend wird die Interaktion zwischen Komponenten des Heiz- und Kühlsystems in einer abstrakten Beschreibung systematisch analysiert. Dazu erfolgt die strukturierte Generierung der erforderlichen thermischen Energieströme durch ein abstrahiertes Heiz- und Kühlsystem, welches Funktionen wie Heizen, Kühlen und Entfeuchten des Innenraums bei gleichzeitigem Heizen und Kühlen von Antriebsstrangkomponenten für unterschiedliche Umgebungsbedingungen erfüllt. Es werden dabei dynamische Anforderungen und Randbedingungen sowie das dynamische Verhalten der Systemkomponenten berücksichtigt. Da eine Temperaturdifferenz zwischen zwei Körpern nach zweitem Hauptsatz der Thermodynamik eine notwendige (aber nicht hinreichende) Bedingung für die Wärmeübertragung von K_1 nach K_2 ist, erfolgt die Generierung der erforderlichen thermischen Energieströme unter Berücksichtigung unterschiedlicher Temperaturniveaus. Für das abstrahierte Heiz- und Kühlsystem werden ohne Einschränkung der Allgemeingültigkeit nachfolgende idealisierende Annahmen getroffen:

Idealisierte Heiz- und Kühlbedarfe: Das Heiz- und Kühlsystem erfüllt nur die erforderlichen Heiz- und Kühlanforderungen und überschreitet diese nicht. In die Temperierung von Komponenten wird erst dann eingegriffen, wenn diese ihr maximal zulässiges Temperaturniveau $\tilde{T}_{K,\max}$ erreicht haben. Die in Anhang A ermittelten thermischen Leistungen zur Klimatisierung des Innenraums werden nicht überschritten, auch wenn dies möglich wäre.

Idealisiertes Heiz- und Kühlsystem: Während ein reales System nicht in der Lage ist, alle theoretisch möglichen thermischen Energieströme zwischen Komponenten herzustellen, wird im Gegensatz dazu ein idealisiertes System angenommen, das thermische Energie zwischen jeder Komponente des Heiz- und Kühlsystems transferieren kann.

Idealisierte Wärmeübergänge: Der Wärmeübergang zwischen Komponenten und dem System der Energieverteilung wird als ideal angenommen. Die übertragbare thermische Leistung wird daher nur von den Komponenten limitiert, nicht von den Wärmeübergängen zwischen Komponenten und dem Wärmeübertragungssystem. Zudem wird das dynamische Transportverhalten des Wärmeübertragungssystems vernachlässigt (nicht jedoch die dynamische Energiespeicherung von Komponenten). Bei einer Realisierung durch Fluidkreisläufe, wie beispielhaft in Abbildung 4.1 dargestellt, würde der reale Wärmeübergang von Wärmeübergangskoeffizient, Innenfläche, Strömungsgeschwindigkeit und Eintrittstemperatur abhängen.

Das idealisierte System beschreibt nicht die konkrete Realisierung eines Heiz- und Kühlsystems, sondern erlaubt allgemeingültige Prinzipaussagen. Es wird bewusst der Begriff *thermischer Energiestrom* anstelle von stoffgebundenem *Enthalpiestrom* gewählt, da die hier durchgeführte Analyse unabhängig von der technischen Realisierung ist. Theoretisch könnte die abstrakte Funktion auch durch ein Wärmeleitsystem (in Kombination mit einem Kältemittelkreislauf) basierend auf Konduktion umgesetzt werden. Die Ableitung einer technischen Realisierung der thermischen Energieströme durch Fluidkreisläufe erfolgt in Kapitel 7. Die Verallgemeinerung der Methode wird am Ende des Kapitels diskutiert.

4.2 Definition von Systemkomponente, virtuellem Knoten und Funktion

Thermisch aktive Bauteile, die an das Heiz- und Kühlsystem angebunden sind, werden nachfolgend *Systemkomponenten* genannt und das Herstellen eines thermischen Energiestroms zwischen zwei *Systemkomponenten* wird als *Funktion* bezeichnet. Die zeitgleiche Aktivierung mehrerer *Funktionen* wird *Betriebsart* genannt.

Bilanzräume

Es werden zwei Typen von Bilanzräumen definiert. Der Bilanzraum *Systemkomponente* grenzt zunächst eine *Systemkomponente* des Heiz- und Kühlsystems von der Umgebung und anderen *Systemkomponenten* ab (Abbildung 4.2, links). Die Energieübertragung zwischen zwei oder mehr *Systemkomponenten* geschieht immer indirekt über einen dazwischenliegenden *virtuellen Knoten* ohne eigene thermische Masse (Abbildung 4.2, rechts). Dieser zusätzliche Bilanzraum dient der Berücksichtigung des Temperaturniveaus bei der Zusammenfassung mehrerer *Systemkomponenten* in gemeinsame Fluidkreisläufe. Das Konzept wird in

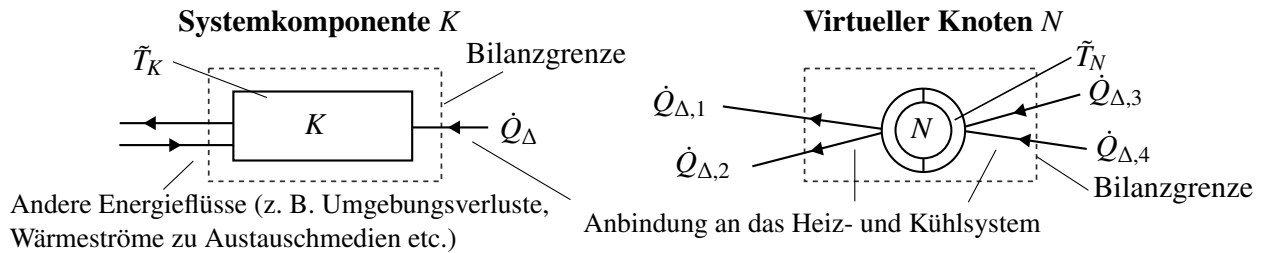


Abbildung 4.2: Bilanzraum Systemkomponente K und Bilanzraum virtueller Knoten N . Bei Systemkomponenten hat der thermische Energiestrom in den Bilanzraum ein positives Vorzeichen, bei virtuellen Knoten ein negatives Vorzeichen.

Kapitel 7 aufgegriffen. Abbildung 4.3 zeigt beispielhaft die Interaktion zwischen *Systemkomponenten* und *virtuellen Knoten*. Diese werden nachfolgend definiert und zur vollständigen mathematischen Beschreibung als Elemente der Mengen \mathcal{K} und \mathcal{N} betrachtet. Zudem wird zwischen einem Energiefluss und einem Anforderungsfluss unterschieden.

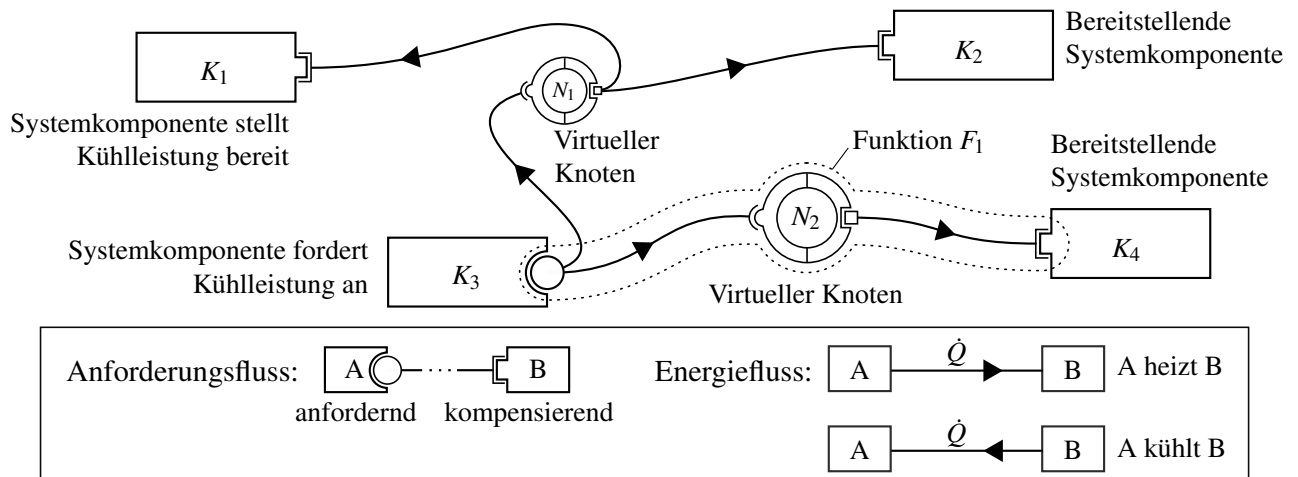


Abbildung 4.3: Beispielhafte Betriebsart bestehend aus Systemkomponenten K , virtuellen Knoten N und deren Verbindungen (Funktionen).

Systemkomponente ($K \in \mathcal{K}$) Individuelle Teilnehmer des Heiz- und Kühlsystems werden *Systemkomponenten* genannt (Abbildung 4.2). Es wird zwischen Energieströmen zum Heiz- und Kühlsystem \dot{Q}_Δ und anderen Energieströmen unterschieden. Diese werden beispielsweise durch Umgebungs- oder Wandlungsverluste innerhalb der Komponente verursacht. Eine *Systemkomponente* ist dadurch gekennzeichnet, dass diese einen Heiz- oder Kühlbedarf \dot{Q}_Δ fordert oder kompensiert (Abbildung 4.4). Eine *Systemkomponente* K kann damit vier Zustände einnehmen: Anfordernd (K_{anf}), kompensierend (K_{kom}), beides ($K_{anf+kom}$) oder weder anfordernd noch kompensierend ($K_{inaktiv}$). Wenn keine Anforderung besteht, nimmt \dot{Q}_Δ den Wert 0 an. Des Weiteren besitzt jede *Systemkomponente* K zu jedem Zeitpunkt ein *repräsentatives Temperaturniveau* \tilde{T}_K .

Systemkomponente im anfordernden Zustand ($K_{anf} \in \mathcal{K}$) *Systemkomponente* K , die eine Anforderung an einen *virtuellen Knoten* N stellt. Diese Anforderung muss durch das Zuführen oder Abführen einer gegebenen Leistung bei einem *repräsentativen Temperaturniveau* \tilde{T}_K der Systemkomponente kompensiert werden.

Systemkomponente im kompensierenden Zustand ($K_{kom} \in \mathcal{K}$) *Systemkomponente* K , die ein energetisches Defizit- oder einen energetischen Überschuss eines *virtuellen Knotens* N teilweise oder vollständig kompensiert.

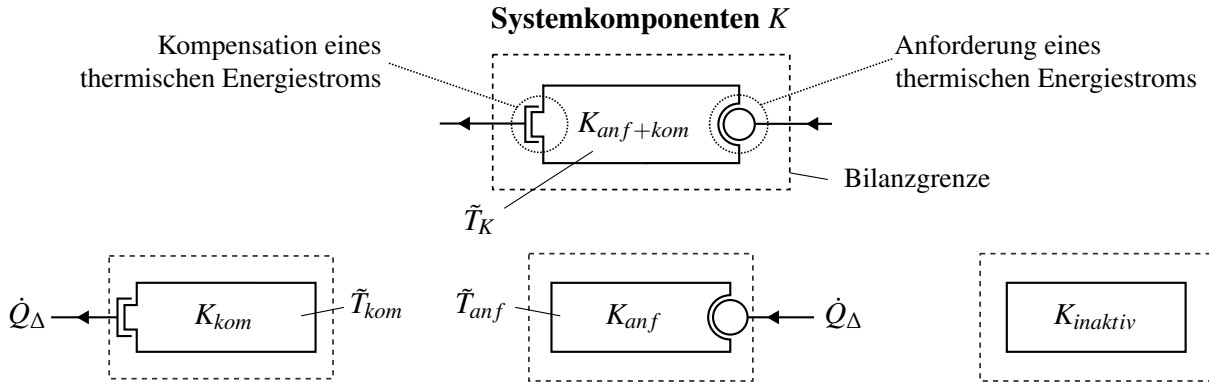


Abbildung 4.4: Vier Zustände, die eine Systemkomponente K annehmen kann: Anfordernd (K_{anf}), kompensierend (K_{kom}), beides ($K_{anf+komp}$) oder weder noch ($K_{inaktiv}$).

Die **repräsentative Temperatur** \tilde{T}_K ist eine eindeutige Temperatur, die einer *Systemkomponente* K zugeordnet wird. Für die Antriebsstrangkomponenten wird die mittlere Temperatur der thermischen Masse T_m als *repräsentative Temperatur* gewählt. Im Falle der Innenraumwärmeübertrager entspricht \tilde{T}_K der geforderten Vorlauftemperaturen von Heizungs- und Kühlungswärmeübertrager $T_{sf,HW\ddot{U},ein}$ und $T_{sf,KW\ddot{U},ein}$. Für den Außenwärmeübertrager entspricht \tilde{T}_K der Umgebungstemperatur T_{umg} .

Virtueller Knoten ($N \in \mathcal{N}$) Masseloser Bilanzraum zur Berücksichtigung des Temperaturniveaus bei der Wärmeübertragung zwischen mehreren *Systemkomponenten*, der mindestens eine anfordernde und mindestens eine kompensierende *Systemkomponente* verbindet (Abbildung 4.5). Jeder *virtuelle Knoten* besitzt eine eindeutige Richtung des thermischen Energiestroms sowie eine anfordernde und eine kompensierende Seite.

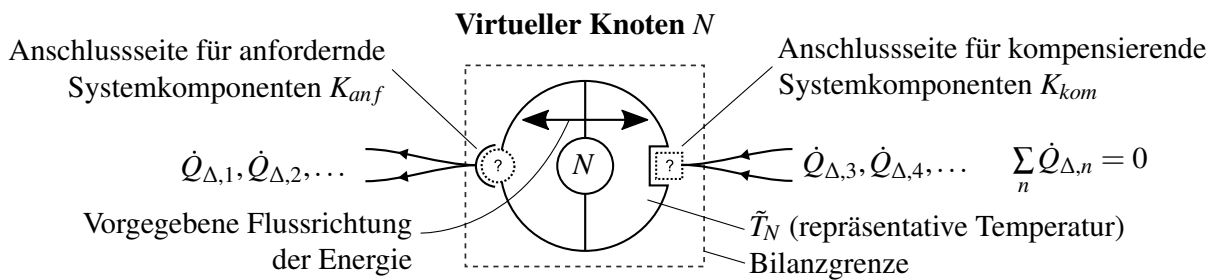


Abbildung 4.5: Virtueller Knoten N als Bilanzraum zur Herstellung von Verbindungen zwischen anfordernden und kompensierenden Systemkomponenten K . Virtuelle Knoten berücksichtigen die Einbindung von Systemkomponenten in gleiche Kreisläufe.

Verbindungen zu *virtuellen Knoten* dürfen nur unter bestimmten Bedingungen hergestellt werden. Diese sind durch ein Verbindungselement symbolisiert. Da angenommen wird, dass ein *virtueller Knoten* keine thermische Masse besitzt, hat dieser zunächst auch keine eindeutige Temperatur. Stattdessen wird eine **repräsentative Temperatur**

\tilde{T}_N definiert. Für $\tilde{T}_N < \tilde{T}_K$ gibt die *Systemkomponente K* Energie an den *virtuellen Knoten N* ab, für $\tilde{T}_N > \tilde{T}_K$ gibt ein *virtueller Knoten N* Energie an eine *Systemkomponente K* ab. Durch einen *virtuellen Knoten* wird die spätere Einbindung von Systemkomponenten in gleiche Kreisläufe mit ähnlichem Temperaturniveau berücksichtigt.

Thermische Energieströme

Durch Verbindungen von *Systemkomponenten* und *virtuellen Knoten* entstehen thermische Energieströme. Dabei wird mindestens eine anfordernde und eine kompensierende *Systemkomponente* verbunden. Die Verbindung von einer anfordernden und einer kompensierenden *Systemkomponente* wird *Funktion* genannt. Sind mehrere *Funktionen* zu einem Zeitpunkt aktiv, ergibt sich eine *Betriebsart*.

Funktion ($F \in \mathcal{F}$) Der thermische Energiestrom zwischen einer *anfordernden Systemkomponente* K_{anf} und einer *kompensierenden Systemkomponente* K_{kom} durch Verknüpfung beider Systemkomponenten mit einem *virtuellen Knoten N* wird als (thermische) Funktion F bezeichnet. Formal wird eine Funktion F durch die geordneten Paare $((K_{anf}, N), (N, K_{kom}))$ beschrieben (vgl. Abbildung 4.6). Energie fließt dabei immer von der wärmeren Komponente zur kälteren Komponente. Eine Funktion ist hier ein

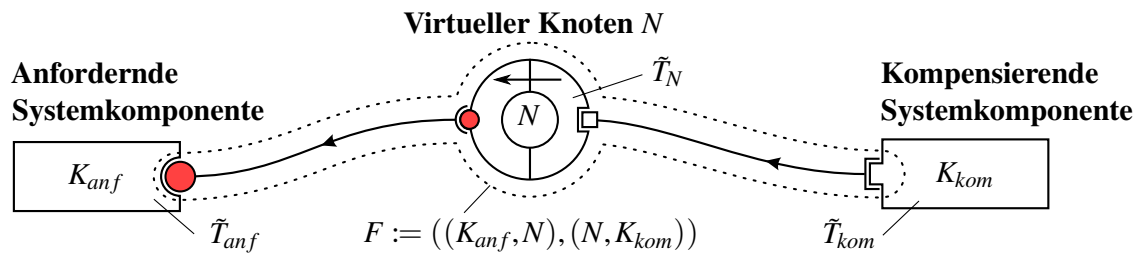


Abbildung 4.6: Funktion F durch Verknüpfung von K_{anf} und K_{kom} zu einem virtuellen Knoten N .

abstraktes Konzept, welches unabhängig von der technischen Realisierung ist und die Absicht beschreibt, einen thermischen Energiestrom zwischen zwei *Systemkomponenten* durch einen *virtuellen Knoten* herzustellen. Jede Funktion entspringt einer thermodynamischen Maßnahme, die auf Grund einer Anforderung erforderlich ist. Die Zuordnung von Systemkomponenten zu *virtuellen Knoten* erfolgt auf Grund von vorgegebenen Bedingungen (Abbildung 4.7).

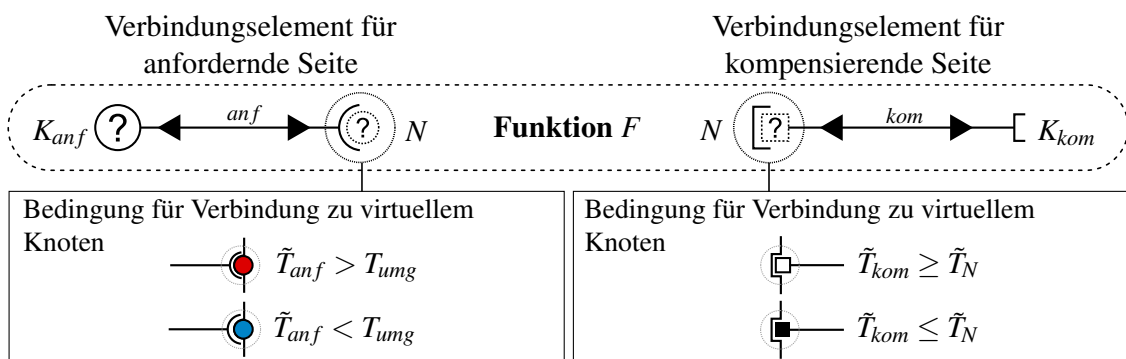


Abbildung 4.7: Bedingungen zur Herstellung von Verbindungen zwischen anfordernden und kompensierenden Systemkomponenten K und virtuellen Knoten N .

Betriebsart (B) Aktive Funktionen werden zu einer *Betriebsart* B zusammengefasst:

$$B := \{F_1, \dots, F_n\} \subset \mathcal{F} \quad (4.1)$$

Jede Kombination von Funktionen führt zu einer Betriebsart und zu jedem Zeitpunkt gibt es genau eine *Betriebsart*. Eine *Betriebsart* führt dazu, dass sich thermische Energieströme zwischen mindestens zwei *Systemkomponenten* einstellen. Die Betriebsart $B_1 = \{\}$ bezeichnet den Zustand bei keiner aktiven Funktion. Mehrere *anfordernde Systemkomponenten* können mit mehreren *kompensierenden Systemkomponenten* in Beziehung gesetzt werden. Eine einfache Repräsentation der Betriebsart erfolgt durch eine Systemkomponenten-Knoten-Matrix **KNM**, welche die thermischen Energieströme zwischen *Systemkomponenten* und *virtuellen Knoten* beschreibt (Definition in Anhang C).

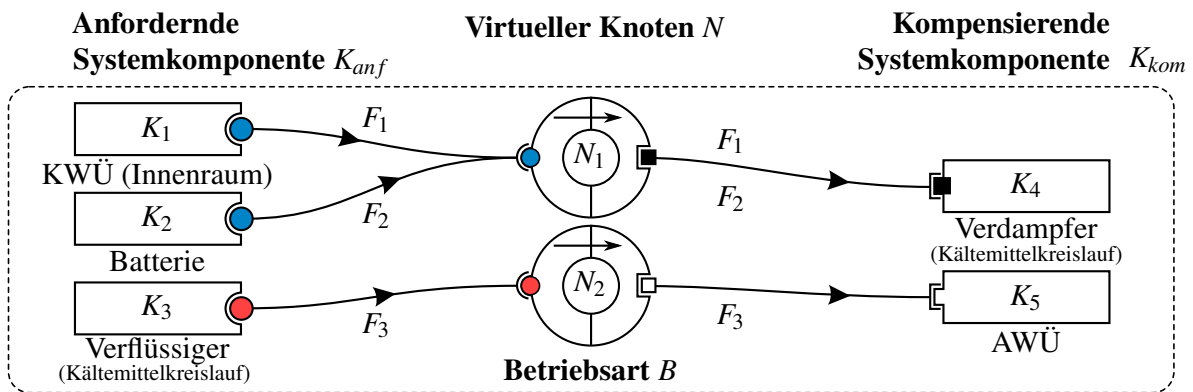


Abbildung 4.8: Betriebsart B bestehend aus drei aktiven Funktionen. Thermische Energieströme innerhalb der Kältemaschine werden durch die Methode nicht beschrieben und separat berücksichtigt. Der Kältemittelkreislauf (Verdampfer und Verflüssiger) wird daher durch zwei getrennte Systemkomponenten berücksichtigt.

Die Aktivierung von *Betriebsarten* B erfolgt durch die Aktivierung einzelner Funktionen F , zum einen in Abhängigkeit der zeitabhängigen Temperaturniveaus der Systemkomponenten $\tilde{T}_{K,1}(t), \dots, \tilde{T}_{K,n}(t)$, zum anderen in Abhängigkeit der zeitabhängigen Heiz- und Kühlanforderungen $\dot{Q}_{\Delta,1}(t), \dots, \dot{Q}_{\Delta,n}(t)$. Damit erfolgt auch die Aktivierung von *Betriebsarten* zeitabhängig. Zu jedem Zeitpunkt ist somit exakt eine *Betriebsart* B des Systems aktiv (Abbildung 4.9).

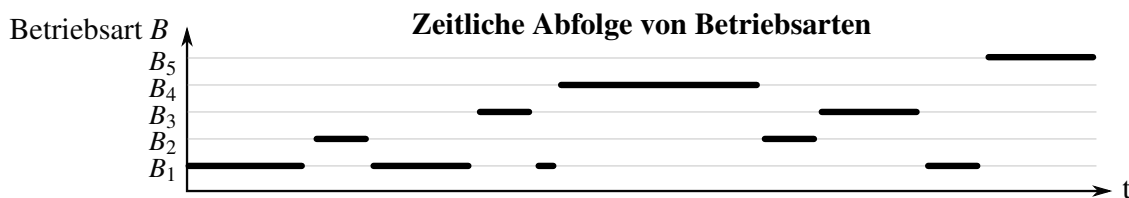


Abbildung 4.9: Durch Aktivierung von Funktionen F gibt es zu jedem Zeitpunkt eine aktive Betriebsart B . In Abhängigkeit der Zeit ergibt sich eine Abfolge von Betriebsarten.

Nachfolgend werden die Eigenschaften der *virtuellen Knoten* beschrieben. Alle *Systemkomponenten*, die eine Anforderung stellen oder einen Bedarf kompensieren, werden den *virtuellen Knoten* jeweils auf anfordernder Seite abhängig von Temperaturniveau sowie Heiz-

und Kühlanforderung beziehungsweise auf kompensierender Seite abhängig von Temperaturniveau und einer Priorisierung zugeordnet. Die Priorisierung und Aktivierung von Systemkomponenten erfolgt durch eine einfache *Betriebsstrategie*.

4.3 Eigenschaften der erforderlichen virtuellen Knoten

Es werden insgesamt sechs *virtuelle Knoten* definiert. Dies ist erforderlich, um die unterschiedlichen Temperaturniveaus zu berücksichtigen, wenn thermische Energie zwischen zwei oder mehr Systemkomponenten übertragen wird. Dazu werden gemeinsame grundlegende **Eigenschaften** einer Anforderung definiert: Es wird zwischen Kühlen und Heizen jeweils ober- und unterhalb der Umgebungstemperatur T_{umg} relativ zur repräsentativen Komponententemperatur \tilde{T}_K unterschieden (Abbildung 4.10).

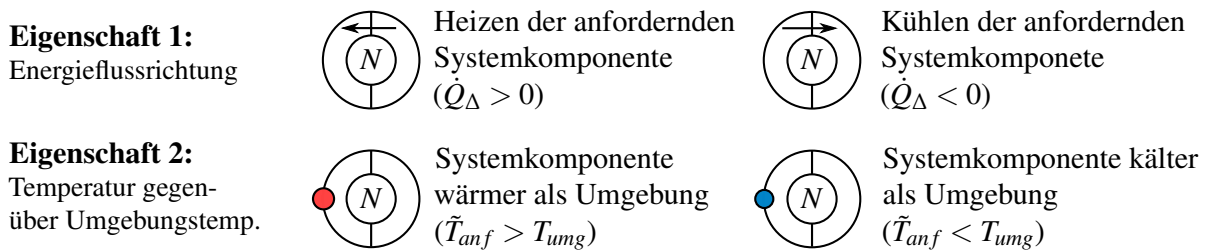


Abbildung 4.10: Die zwei grundlegenden Eigenschaften einer Heiz- oder Kühlanforderung ergeben sich aus Richtung des thermischen Energiestroms und Temperaturniveau der Systemkomponente relativ zur Umgebungstemperatur. Aus diesen zwei Eigenschaften folgen die Eigenschaften eines virtuellen Knotens.

Durch Kombination der Eigenschaften werden vier virtuelle Knoten gebildet, denen jede Anforderung eindeutig zugeordnet werden kann. Je nach Anforderung wird der Systemkomponente ein Exergie- und Anergiestrom zugeführt. Der zum thermischen Energiestrom beziehungsweise Wärmestrom \dot{Q}_Δ gehörende Exergiestrom \dot{E}_Q berechnet sich aus:

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_{umg}}{T}\right) \dot{Q}_\Delta. \quad (4.2)$$

Der Anergiestrom \dot{B}_Q folgt aus $\dot{B}_Q = \dot{Q}_\Delta - \dot{E}_Q$, da Summe aus Exergie- und Anergiestrom den Wärmestrom ergeben (vgl. Baehr [106]). Daraus lassen sich die Vorzeichen der in Tabelle 4.1 dargestellten Exergie- und Anergiestrome ableiten.

N	Beschreibung	Eigenschaft 1	Eigenschaft 2	Exergiestrom	Anergiestrom
N_p^+	Heizen von kalter Systemkomponente	$\dot{Q}_\Delta > 0$	$\tilde{T}_{anf} < T_{umg}$	$\dot{E}_Q < 0$	$\dot{B}_Q > 0$
N_a^-	Kühlen von kalter Systemkomponente	$\dot{Q}_\Delta < 0$		$\dot{E}_Q > 0$	$\dot{B}_Q < 0$
N_a^+	Heizen von heißer Systemkomponente	$\dot{Q}_\Delta > 0$	$\tilde{T}_{anf} > T_{umg}$	$\dot{E}_Q > 0$	$\dot{B}_Q > 0$
N_p^-	Kühlen von heißer Systemkomponente	$\dot{Q}_\Delta < 0$		$\dot{E}_Q < 0$	$\dot{B}_Q < 0$

Tabelle 4.1: Vorzeichen von Exergie- und Anergiestrom, die sich aus den zwei Eigenschaften ergeben.

Vereinfacht wird das Zuführen eines positiven Exergiestroms nachfolgend als aktiv (*a*), das Zuführen eines negativen Exergiestroms als passiv (*p*) bezeichnet. Daraus ergibt sich mit + für Heizen und – für Kühlen die Nomenklatur der vier virtuellen Knoten: N_a^+ , N_p^+ , N_p^- und N_a^- . Die vier *virtuellen Knoten* und deren Eigenschaften sind in Abbildung 4.11 dargestellt.

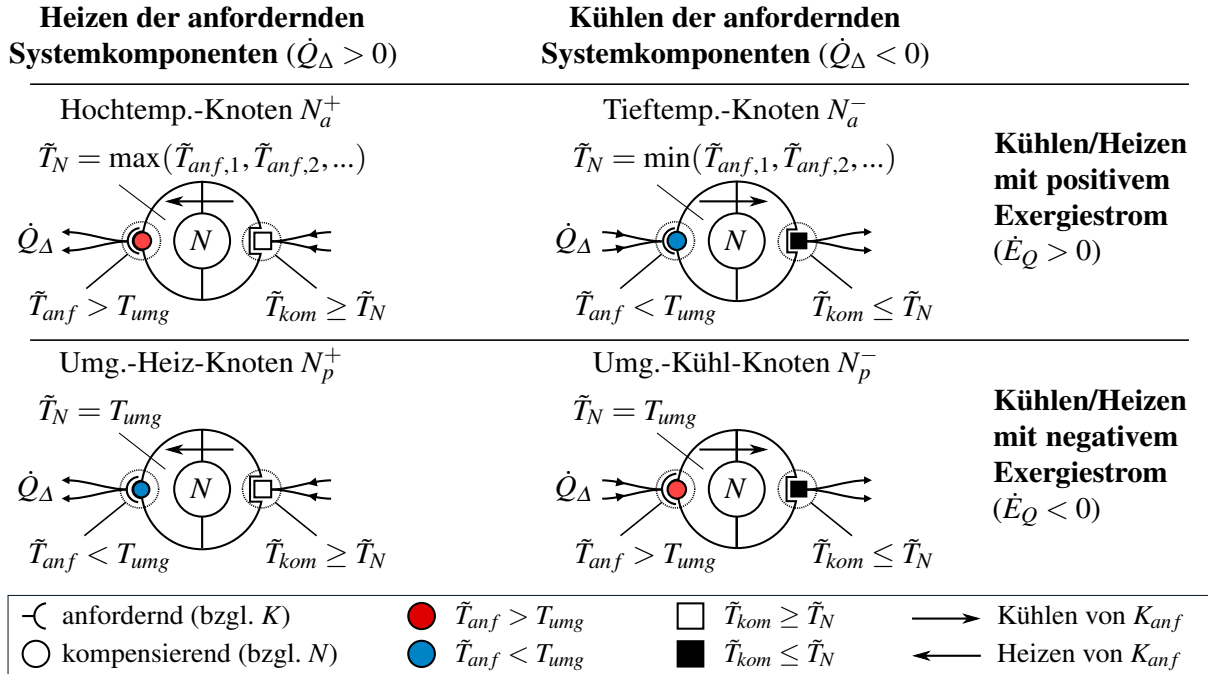


Abbildung 4.11: Die vier virtuellen Knoten zur Erfassung der zwei grundlegenden Eigenschaften einer Heiz- oder Kühlanforderung.

Jedem *virtuellen Knoten* wird neben der eindeutigen Energieflussrichtung eine repräsentative Temperatur \tilde{T}_N zugeordnet.

Die Einführung des Konzeptes „virtueller Knoten“ löst ein wichtiges Problem: Durch eine eindeutige Richtung des Energieflusses ist es möglich, die anfordernde Systemkomponente K_{anf} und kompensierende Systemkomponente K_{kom} **unabhängig** voneinander einem *virtuellen Knoten* zuzuordnen, ohne deren natürliche Interaktion auf Grund von Temperaturdifferenzen der Systemkomponenten berücksichtigen zu müssen. Die fest definierten Eigenschaften jedes *virtuellen Knotens* führen dazu, dass Anforderungen und Kompensationen mit gleichen Eigenschaften zusammengefasst werden können.

Werden den (aktiven) virtuellen Knoten N_a^+ und N_a^- zwei anfordernde Systemkomponenten K_{anf_1} und K_{anf_2} zugeordnet, so wird die repräsentative Temperatur des virtuellen Knotens \tilde{T}_N als maximale Temperatur beider Systemkomponenten im Heizfall und die minimale Temperatur beider Systemkomponenten im Kühlfall angenommen.

$$\tilde{T}_{N_a^+} = \max(\tilde{T}_{anf_1}, \tilde{T}_{anf_2}) \quad (4.3)$$

$$\tilde{T}_{N_a^-} = \min(\tilde{T}_{anf_1}, \tilde{T}_{anf_2}) \quad (4.4)$$

Den passiven virtuellen Knoten N_p^+ und N_p^- wird immer die Umgebungstemperatur zugewiesen ($T_N = T_{umg}$), da die zugehörige Anforderung immer durch einen Umgebungswärmeübertrager kompensiert werden kann.

Beispiel Soll die Hochvolt-Batterie bei einer Komponententemperatur von $\tilde{T}_{BAT} = 35^\circ\text{C}$ und bei einer Umgebungstemperatur von $T_{umg} = 40^\circ\text{C}$ gekühlt werden, so wird diese dem virtuellen Knoten N_a^- zugeordnet, da die Komponententemperatur unterhalb der Umgebungstemperatur liegt ($\tilde{T}_{anf} < T_{umg}$) und die Batterie eine Kühlanforderung stellt ($\dot{Q}_\Delta < 0$). Die aktive Kühlung erfolgt mit der Kältemaschine (Abbildung 4.12).

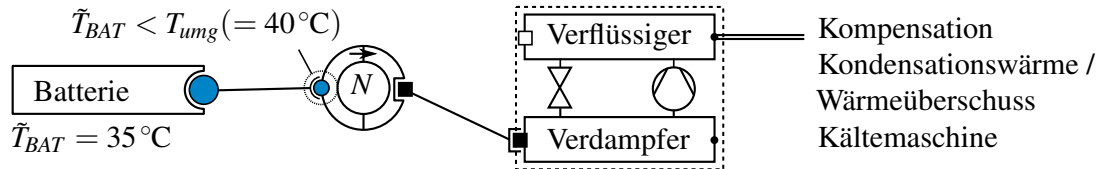


Abbildung 4.12: Beispiel aktive Kühlung der Hochvolt-Batterie.

Die Kompensation einer Kühlleistung unterhalb der Umgebungstemperatur wie in diesem Beispiel ist dabei nur durch den Kältemittelkreislauf möglich. Dieser hat jedoch die Eigenschaft, dass bei einem zugeführten Wärmestrom \dot{Q}_{Verd} immer ein Wärmestrom \dot{Q}_{Verfl} abgeführt (und damit kompensiert) werden muss. Es werden daher zwei weitere virtuelle Knoten N_k^+ und N_k^- mit Index K für Kältemittelkreislauf definiert, die den Komponenten Verflüssiger und Verdampfer statisch zugeordnet sind (Abbildung 4.13).

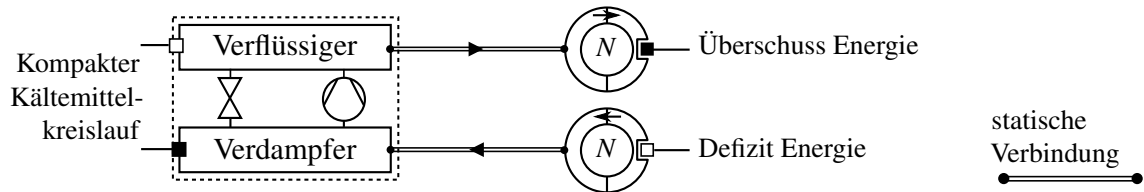


Abbildung 4.13: Statische Verbindungen für den kompakten Kältemittelkreislauf zum Abführen überschüssiger Energie beziehungsweise zum Zuführen defizitärer Energie.

Die Begriffe Überschuss und Defizit umfassen hier sowohl das vollständige Abführen und Zuführen von Leistung am Verflüssiger (Kühlbetrieb) beziehungsweise Verdampfer (Wärmepumpenbetrieb) als auch die Kompensation einer Teilleistung (Entfeuchtungsbetrieb). Die virtuellen Knoten zur Berücksichtigung des verbleibenden Leistungsüberschusses und des verbleibenden Leistungsdefizits der Kältemaschine sind in Abbildung 4.14 dargestellt.

Als repräsentative Temperatur wird für N_k^+ (Defizit im Wärmepumpenbetrieb) die Temperatur der wärmsten verfügbaren Quelle angenommen. Für N_k^- wird als repräsentative Temperatur die Temperatur der kältesten verfügbaren Senke angenommen:

$$\tilde{T}_{N_k^+} = \max(\tilde{T}_{kom_1}, \tilde{T}_{kom_2}) \quad (4.5)$$

$$\tilde{T}_{N_k^-} = \min(\tilde{T}_{kom_1}, \tilde{T}_{kom_2}) \quad (4.6)$$

Virtuelle Knoten können als Abstraktion der einzelnen Sekundärfluidkreisläufe interpretiert werden. In einer realen Umsetzung eines Heiz- und Kühlsystems reduziert sich die Anzahl unabhängiger Kreisläufe, da gleiche Kreisläufe mehrere Funktionen übernehmen.

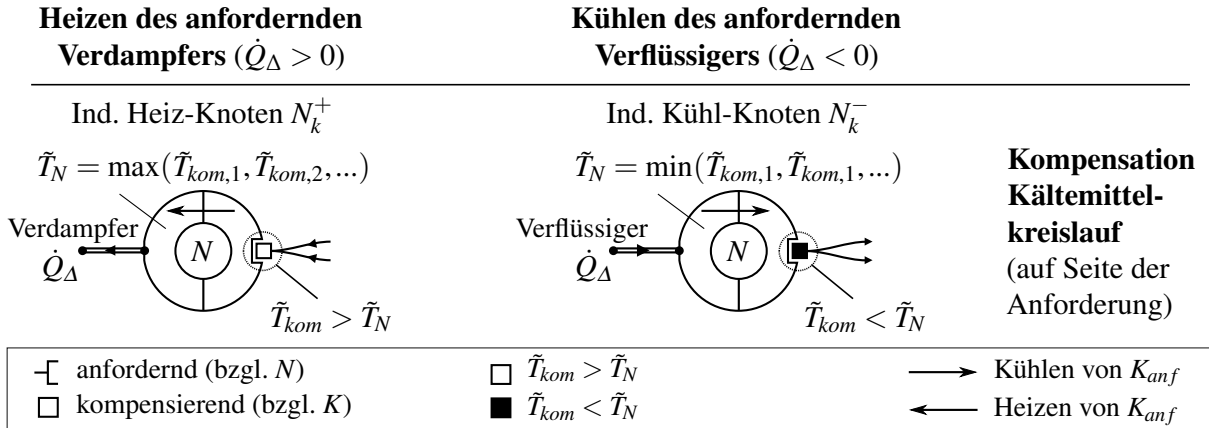


Abbildung 4.14: Die zwei zusätzlichen virtuellen Knoten zur Berücksichtigung von Überschuss und Defizit der Kältemaschine beziehungsweise Wärmepumpe.

4.4 Beschreibung der erforderlichen Funktionen

Abbildung 4.15 zeigt alle erforderlichen Funktionen des hier betrachteten Heiz- und Kühlsystems. Verschiedene Systemkomponenten K können dabei den Zustand Anforderung K_{anf} oder Kompensation K_{kom} oder beides einnehmen. Zum thermischen Energietransfer zwischen Systemkomponenten kommt es immer dann, wenn mehrere Systemkomponenten K mit einem virtuellen Knoten N verbunden werden. Anhand der Temperatur der anfordernden Systemkomponente \tilde{T}_{anf} und des Vorzeichens der erforderlichen Heizleistung ($\dot{Q}_\Delta > 0$) beziehungsweise Kühlleistung ($\dot{Q}_\Delta < 0$) kann jede Systemkomponente K_{anf} unmittelbar einem der vier virtuellen Knoten N_a^+ , N_p^+ , N_p^- oder N_a^- zugeordnet werden (vgl. Abbildung 4.11).

Aus der Zuordnung einer oder mehrerer anfordernder Systemkomponenten zu einem virtuellen Knoten ergibt sich im virtuellen Knoten ein Leistungsdefizit oder ein Leistungsüberschuss. Ob eine kompensierende Systemkomponente K_{kom} das in einem virtuellen Knoten N vorhandene Defizit oder den vorhandenen Überschuss kompensieren kann, ergibt sich zunächst aus der Fähigkeit, Kühl- und/oder Heizleistung bereitzustellen, des Weiteren aus dem Temperaturniveau der bereitstellenden Systemkomponente \tilde{T}_{kom} und zuletzt der bereitstellbaren Leistung. Es muss $\tilde{T}_{kom} > \tilde{T}_N$ gelten, wenn die kompensierende Systemkomponente ein energetisches Defizit eines virtuellen Knotens kompensiert (Heizen) und $\tilde{T}_{kom} < \tilde{T}_N$, wenn die kompensierende Systemkomponente einen energetischen Überschuss eines virtuellen Knotens kompensiert (Kühlen).

Ist der Kältemittelkreislauf aktiv, wird automatisch eine der beiden Systemkomponenten Verflüssiger oder Verdampfer zu einer anfordernden Systemkomponente und es muss durch eine weitere Funktion F entweder überschüssige Leistung aus dem System über N_k^- abgeführt oder fehlende Leistung über N_k^+ zugeführt werden (Abbildung 4.14). Analog zu den zuvor beschriebenen Funktionen wird das in den virtuellen Knoten N_k^+ und N_k^- vorhandene Defizit oder der vorhandene Überschuss kompensiert.

Die Priorisierung der Systemkomponenten bei der Kompensation basiert dabei auf zwei Kriterien: Erstens werden Systemkomponenten zur Bereitstellung bevorzugt, die weniger elektrische Energie benötigen. Für Kältemittelkreislauf und Hochvolt-Heizer werden dabei

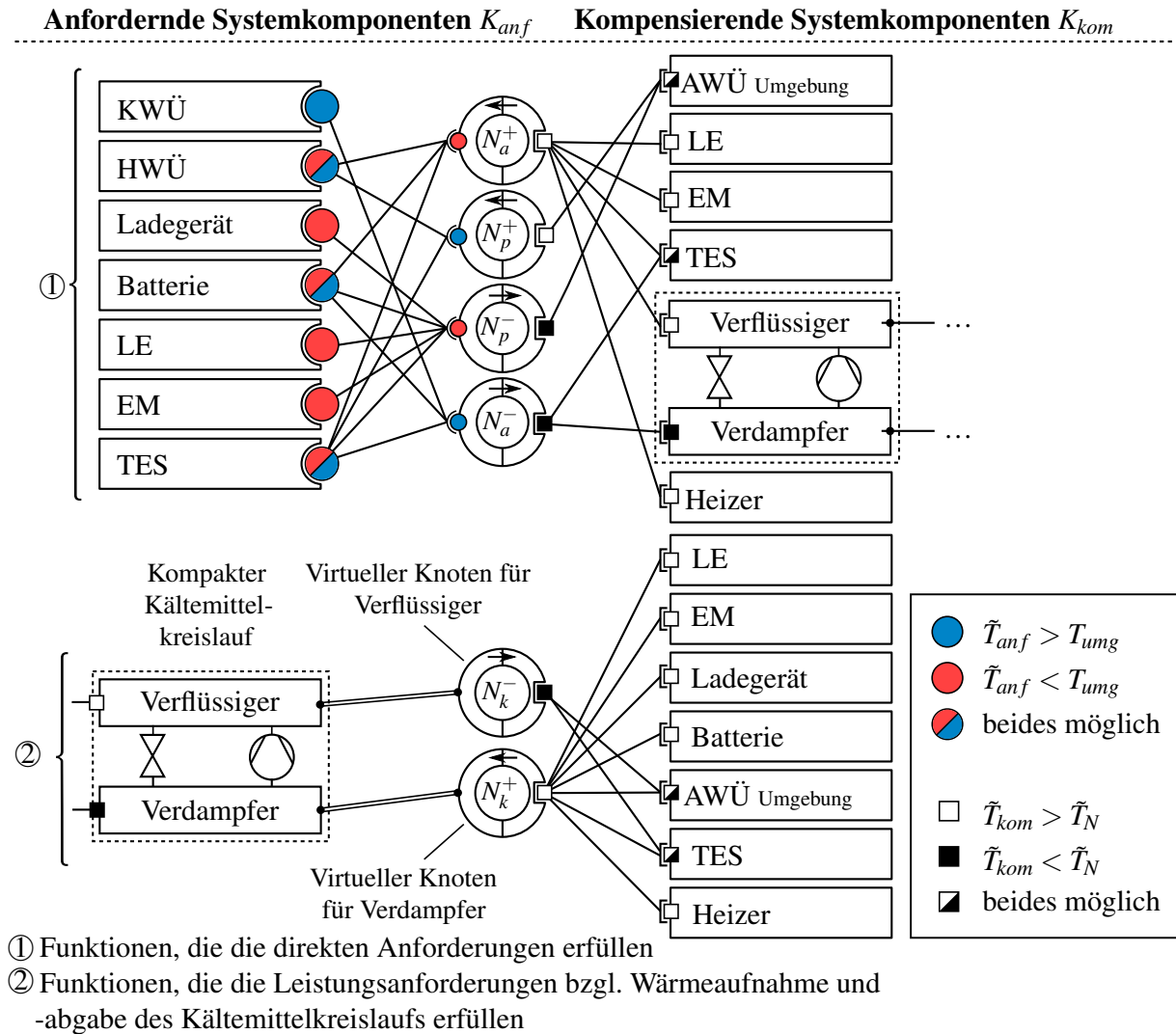


Abbildung 4.15: Alle erforderlichen Funktionen F des hier betrachteten Heiz- und Kühlsystems. Funktionen folgen aus der Zuordnung von Systemkomponenten K zu virtuellen Knoten N . Die momentane Aktivierung mehrerer Funktionen führt zu einer Betriebsart B . Zu jedem Zeitpunkt ist genau eine Betriebsart aktiv.

auch Leistungsgrenzen berücksichtigt. Es ist daher möglich, dass es zur Kombination von unterschiedlichen Heiz- oder Kühlmaßnahmen kommt. Zweitens wird bei der Bereitstellung von Heizleistung diese vollständig der wärmsten Systemkomponente entnommen. Damit sollen synergetische Funktionen bevorzugt werden. Dies ist der Fall, wenn beispielsweise Wärmeleistung für den Betrieb des Kältemittelkreislaufs im Wärmepumpenbetrieb erforderlich ist und gleichzeitig eine Systemkomponente, die diese Leistung bereitstellen kann, auch gekühlt werden muss.

Eine hohe Systemkomplexität ergibt sich aus der Tatsache, dass sich zwischen Funktionen F beliebige Kombinationen bilden lassen (Betriebsarten B). Mit Berücksichtigung des Kältemittelkreislaufs lassen sich 45 theoretisch mögliche Funktionen \mathcal{F} aus Abbildung 4.15 ableiten. Diese sind in Anhang D.3 angegeben. Aus den 45 möglichen Funktionen lassen sich zahlreiche Betriebsarten durch Permutationen von Funktionen bilden.

4.5 Simulationsmodell und Berechnung der Betriebsarten

Zur Simulation und Ermittlung der erforderlichen thermischen Energieströme wird das beschriebene Schema mit dynamischen Simulationsmodellen der Systemkomponenten gekoppelt (Abbildung 4.16). Das Ziel ist dabei, sowohl das Vorhandensein von thermischen Energieströme als auch deren Betrag zu ermitteln. Zur Beschreibung der thermischen Energieströme wird eine Systemkomponenten-Knoten-Matrix **KNM** definiert, deren Elemente thermische Energieströme sind. Ein Element der Matrix entspricht dabei dem thermischen Energiestrom $\dot{Q}_{\Delta,i,j}$ zwischen der Systemkomponente K_i und dem virtuellen Knoten N_j (vgl. Anhang C). Die Matrix **KNM** beinhaltet damit jede Zuweisung von Systemkomponenten zu virtuellen Knoten. Die thermischen Energieströme jeder Betriebsart B können durch die Matrix **KNM** vollständig beschrieben werden. Für die Menge aller Systemkomponenten \mathcal{K} und die Menge aller virtuellen Knoten \mathcal{N} mit

$$\mathcal{N} = \{N_a^+, N_p^+, N_p^-, N_a^-, N_k^+, N_k^-\} \quad (4.7)$$

$$\mathcal{K} = \{\text{Batterie, LE, EM, LG, HWÜ, KWÜ, Verfl., Verd., AWÜ, TES, Heizer}\} \quad (4.8)$$

ergibt sich eine 6×11 -Matrix mit thermischen Energieströmen zwischen virtuellen Knoten und Systemkomponenten.

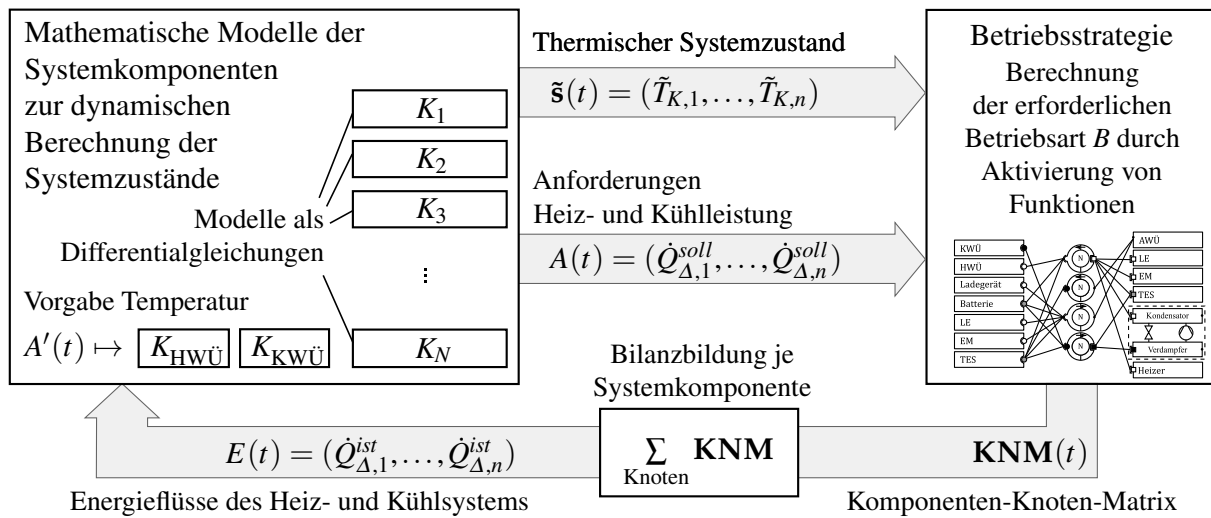


Abbildung 4.16: Energetische Kopplung von mathematischen Modellen und Betriebsstrategie zur strukturierten Berechnung der erforderlichen thermischen Energieströme. Die Komponenten-Knoten-Matrix **KNM** beschreibt thermische Energieströme zwischen Systemkomponenten K und virtuellen Knoten N .

Aus der dynamischen Simulation der Komponentenmodelle folgen die Anforderungen $A(t) = (\dot{Q}_{\Delta,1}^{soll}, \dots, \dot{Q}_{\Delta,n}^{soll})$ und die thermischen Systemzustände $\tilde{s}(t) = (\tilde{T}_{K,1}, \dots, \tilde{T}_{K,n})$. Mit den ermittelten Anforderungen $A(t)$ (Definition Abschnitt 2.3) und Temperaturen $\tilde{s}(t)$ erfolgt die Generierung der Systemkomponenten-Knoten-Matrix **KNM** basierend auf den zuvor formulierten Regeln zu jedem Zeitschritt:

1. Vorzeichen des angeforderten thermischen Energiestroms $\text{sgn}(\dot{Q}_\Delta) := \dot{Q}_\Delta / |\dot{Q}_\Delta|$ sowie aktuelle repräsentative Temperatur \tilde{T}_K einer Systemkomponente führen zu einer eindeutigen Zuweisung einer anfordernden Systemkomponente K_{anf} zu einem virtuellen Knoten N .
2. Um das Defizit beziehungsweise den Überschuss im virtuellen Knoten N zu kompensieren, wird gemäß einer Priorisierung eine kompensierende Systemkomponente K_{kom} ausgewählt. Kann diese die geforderte Leistung nicht vollständig kompensieren, wird die nächste kompensierende Systemkomponente ausgewählt.

Funktionen ergeben sich damit implizit aus den eindeutigen Bedingungen der Zuweisung und der Priorisierung bei der Bereitstellung. Betriebsarten ergeben sich durch die Aktivierung einer oder mehrerer Funktionen (der Sonderfall $B_1 = \{\}$ ausgenommen). Die in Systemkomponenten ein- und ausgehenden thermischen Energieströme $E(t) = (\dot{Q}_{\Delta,1}^{ist}, \dots, \dot{Q}_{\Delta,n}^{ist})$ können direkt aus der Systemkomponenten-Knoten-Matrix **KNM** durch spaltenweise Summenbildung für jede Systemkomponente berechnet werden (Abbildung 4.16). Da jede Anforderung erfüllt wird, gilt für anfordernde Systemkomponenten:

$$\left[\dot{Q}_\Delta^{ist} \equiv \dot{Q}_\Delta^{soll} \right]_{anf} \quad (4.9)$$

4.6 Beispiele zur Veranschaulichung der energiestrombasierten Methode

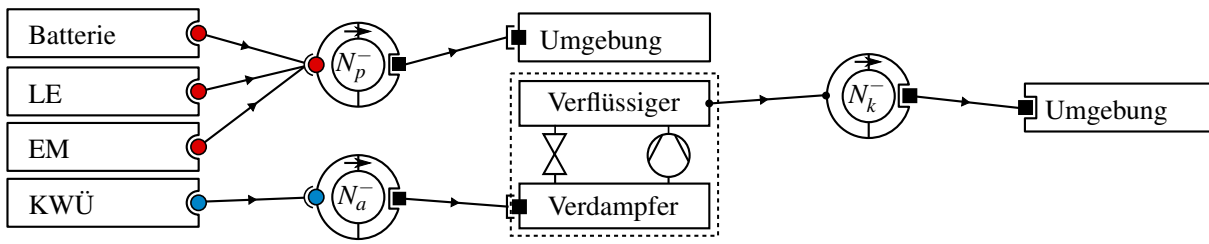
Das beschriebene Konzept wird anhand von zwei anschaulichen Beispielen verdeutlicht:

Beispiel 1: Hochlast-Kühlfall (Abbildung 4.17, oben). Es besteht ein Kühlbedarf für den Innenraumwärmeübertrager KWÜ unterhalb der Umgebungstemperatur ($\dot{Q}_\Delta < 0$ und $\tilde{T}_{KWÜ} < T_{umg}$) und ein Kühlbedarf von elektrischer Maschine, Leistungselektronik und Batterie oberhalb der Umgebungstemperatur ($\tilde{T}_{BAT} > \tilde{T}_{BAT,max}$, $\tilde{T}_{LE} > \tilde{T}_{LE,max}$, $\tilde{T}_{EM} > \tilde{T}_{EM,max}$ und $\tilde{T}_{BAT} > T_{umg}$, $\tilde{T}_{LE} > T_{umg}$, $\tilde{T}_{EM} > T_{umg}$). Die Kühlleistung des KWÜs muss daher über den Kältemittelkreislauf bereitgestellt werden. Die entstehende Überschussleistung wird über den virtuellen Knoten N_k^- an die Umgebung abgeführt. Die Antriebskomponenten können über den virtuellen Knoten N_p^- direkt mit dem Außenluftwärmeübertrager gekühlt werden.

Beispiel 2: Wärmepumpen-Heizfall (Abbildung 4.17, unten). Der Innenraumwärmeübertrager HWÜ fordert eine Heizleistung zum Heizen des Innenraums. Da die geforderte Temperatur größer ist, als die höchste Temperatur aller Systemkomponenten ist ($\tilde{T}_{HWÜ} > \max(\tilde{T}_{LE}, \tilde{T}_{EM}, \dots)$), wird die Heizleistung über den Verflüssiger des Kältemittelkreislaufs bereitgestellt (Wärmepumpenbetrieb). Entsprechend muss Wärme über den virtuellen Knoten N_k^+ aufgenommen werden. Dazu wird Wärme von der wärmsten bereitstellenden Systemkomponente, in diesem Fall der elektrischen Maschine, entnommen. Sind die Wärmeverluste geringer als die entnommene Leistung, würde die EM solange gekühlt, bis eine andere Komponente wärmer wäre.

Die thermischen Energieströme für ein konkretes BEV aufzudecken sowie deren Wechselwirkung aufzuzeigen, ist Ziel der Analyse im nachfolgenden Kapitel.

Hochlast-Kühlfall Sommer:



Wärmepumpen-Heizfall Winter:

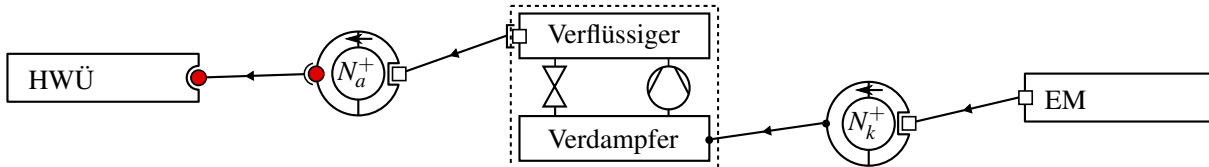


Abbildung 4.17: Zwei Betriebsarten für einen Hochlast-Kühlfall mit fünf aktiven Funktionen und für einen Wärmepumpen-Heizfall mit zwei aktiven Funktionen. Eine Betriebsart setzt sich aus mehreren Funktionen zusammen. Eine Funktion stellt über einen virtuellen Knoten eine Verbindung zwischen einer anfordernden und einer kompensierenden Systemkomponente her. Darstellungen von Betriebsarten werden automatisch generiert. Alle 44 auftretenden Betriebsarten befinden sich in Anhang E.

4.7 Diskussion und wissenschaftliche Einordnung

Die entwickelte Methode sowie der zugehörige Formalismus beruhen auf verschiedenen Grundlagen der Graphentheorie und der Netzwerktheorie. Die erarbeitete Methode zur Beschreibung und Ermittlung von Energieflüssen zwischen Quellen und Senken mit Berücksichtigung des Temperaturniveaus soll nachfolgend anhand ihrer wesentlichen Merkmale diskutiert und in die wissenschaftliche Literatur eingeordnet werden.

Graphentheorie und Netzwerktheorie haben zahlreiche Anwendungen in Bereichen von Chemie, Physik und Ingenieurwissenschaften bis hin zur künstlichen Intelligenz, *Operations Research* oder der Beschreibung von Transport und Verteilungsnetzwerken [108]. In dieser Arbeit werden insbesondere Ideen der (elektrischen) Netzwerkanalyse [109], *Networked Thermodynamics* [110] und der *Network Flow Theorie* ([108], [111]) aufgegriffen. Während die Graphentheorie ein geeigneter Formalismus zur Beschreibung von Objekten und deren Beziehung zueinander ist, kann die seit den späten 1990ern entwickelte Netzwerktheorie als die Wissenschaft der Anwendung der mathematischen Graphentheorie auf Problemstellungen in verschiedenen Fachbereichen [112] verstanden werden. Das Netzwerk als Modell, das Beobachtungen physikalischer Prozesse in eine mathematisch axiomatische Beschreibung überführt, kann daher in zwei Aspekte unterteilt werden: zum einen die *Struktur* der Beschreibung (hier als Graph $G = \{\mathcal{N}, \mathcal{E}\}$) und zum anderen das *Verhalten* des Netzwerks mit der Interpretation des Graphen als physikalischer Prozess (z. B. als Ströme in einem Netzwerk).

Die in diesem Kapitel diskutierten Prinzipien zur Beschreibung von Energieflüssen zwischen Systemkomponenten lassen die Definition von zwei unterschiedlichen Graphen zu: Zum einen können Betriebsarten $B = \{(\mathcal{K}, \mathcal{N}), \mathcal{F}\}$ als bipartiter gerichteter Graph mit Kanten als

energieflusstransportierende Funktionen F zwischen Systemkomponenten K und virtuellen Knoten N interpretiert werden. Bipartit wird ein Graph genannt, dessen Knoten in zwei Mengen X und Y geteilt werden können und der nur Verbindungen zwischen Knoten dieser beiden Mengen erlaubt [113] oder [114]. Zum anderen können thermische Energieströme \dot{Q} zwischen Systemkomponenten K als gerichteter Graph aufgefasst werden. Ein solcher Graph wird nachfolgend Energieflusssystem $E = \{K, Q\}$ genannt (vgl. Anhang C). Die lediglich als Hilfsmittel zur Berücksichtigung von Temperaturniveaus eingeführten virtuellen Knoten entfallen beim Überführen von Betriebsarten in Energieflusssysteme. Für eine vollständige Definition der in dieser Arbeit genutzten Graphen sei auf Anhang C verwiesen.

Ein Schwerpunkt der Netzwerktheorie liegt oft auf der Untersuchung bekannter Netzwerke. Die *Network Flow* Theorie beschäftigt sich z. B. mit der Bestimmung des maximalen Durchsatzes eines Netzwerkes bei gegebenen Fluss-Kapazitäten je Kante [108]. Die entwickelte Methode kann in diesem Bereich angesiedelt werden, unterscheidet sich jedoch im Speziellen (z. B. keine Kapazität der Kanten durch die in Abschnitt 4.1 getroffene Annahme), was nachfolgend an Hand wesentlicher Merkmale diskutiert werden soll:

- **Anwendung des ersten und zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik** Eine Eigenschaft der beschriebenen Netzwerke (Betriebsarten B und Energieflusssystem E) ist die Energieerhaltung. Die Erhaltung einer Größe ist ebenfalls zentrale Annahme der *Network Flow* Theorie [108]. Da virtuelle Knoten masselos sind und keine Energie speichern, gilt für diese der Erhaltungssatz (erstes kirchhoffsches Gesetz). Der zweite Hauptsatz und die damit verbundene Eigenschaft, dass sich ein Wärmestrom nur zwischen Systemkomponenten mit einem Temperaturunterschied einstellt, wird durch virtuelle Knoten (und Farbe der Verbindungselemente) berücksichtigt. Die Anwendung des ersten und zweiten Hauptsatzes im Zusammenhang mit Graphen erfolgt z. B. von Yadav [115] zur Beschreibung einer Gasturbine.
- **Erweiterung um Anforderungsfluss** Neben dem Energiefluss wird dem beschriebenen Graphen ein weiteres Merkmal durch die Berücksichtigung des Anforderungsflusses hinzugefügt und visuell durch eckige oder runde Verbindungselemente dargestellt. Sogenannte *Supply Demand Networks*, die ähnliche Eigenschaften besitzen, werden beispielsweise von Rubido beschrieben [116].
- **Einschränkung des Lösungsraums statt mathematischer Optimierung** Eine zentrale Idee der beschriebenen Methode ist die Einschränkung des Lösungsraums beim Auffinden geeigneter Energieflüsse durch definierte Bedingungen zur Herstellung von Verbindungen [117]. Dies grenzt sich stark von Methoden ab, die zunächst eine allgemeine Beschreibung zulassen und versuchen geeignete Lösungen durch Optimierungsalgorithmen zu finden. Zhang [118] zeigt, wie Konfigurationen von Klimatisierungs- und Belüftungssystemen durch Graphen beschrieben und durch evolutionäre Algorithmen optimiert werden können. Das Problem ist der sehr große Lösungsraum. Für die beschriebene Methode führt die Einschränkung des Lösungsraums dazu, dass nur sinnvolle Energieflüsse erzeugt werden können und die Optimierung (hier durch die *Betriebsstrategie*) auf eine einfache Priorisierung von bereitstellenden Systemkomponenten reduziert wird. Eine ähnliche Zuordnungssystematik von Komponenten zu abstrahierten Kreisläufen zeigt Böttcher [119].

- **Projektion des Graphen** Weder virtuelle Knoten noch der Anforderungsfluss noch Verbindungs-Bedingungen, die alle erforderliche Teile des Formalismus sind, tragen relevante Informationen zur Beschreibung der reinen Energieströme. Eine Reduktion des Formalismus um Anforderungsflüsse und damit einhergehende Verbindungs-Bedingungen führt auf die in Abschnitt 4.5 beschriebene Systemkomponenten-Knoten-Matrix **KNM**, die lediglich die thermischen Energieströme zwischen Systemkomponenten und virtuellen Knoten beschreibt. Wird der Formalismus weiter auf die reinen Energieströme zwischen Systemkomponenten reduziert (Entfernen virtueller Knoten), geschieht dies durch eine bipartite Projektion von B [120], wobei das Energieflusssystem E der K -projizierten Betriebsart B entspricht. Zur Simulation ist es ausreichend, die ein- und austretenden thermischen Energieströme in Systemkomponenten aus der Spaltensumme der Matrix **KNM** zu berechnen.

Anzumerken ist, dass die Vorteile von energieflussbasierten Betrachtungen auch im Zusammenhang mit dem Fahrzeug-Thermomanagement wiederkehrend gezeigt werden können, vgl. z. B. Petr [121] mit der Entwicklung einer Methodik zur Visualisierung thermischer Energieströme aus einer Gesamtfahrzeugsimulation. Am Ende von Kapitel 6 wird die Diskussion zur Anwendung der Graphentheorie auf thermodynamische Systeme fortgeführt.

Verallgemeinerung der Methode

Während die Art der Wärmeübertragung (Wärmeleitung, Konvektion, Wärmestrahlung) nicht festgelegt ist, ist die Methode zunächst auf die Beschreibung von thermischen Energieströmen beschränkt. Hinsichtlich der Verallgemeinerung der Methode für beliebige physikalische Systeme sind nachfolgende Schritte anzustreben:

- **Reduktion auf vier virtuelle Knoten** Es werden zwei virtuelle Knoten zur Berücksichtigung des Kältemittelkreislaufs eingeführt. Diese beinhalten auch eine Umkehr des Informationsflusses, denn die angeforderte Leistung des Kältemittelkreislaufs berechnet sich in Abhängigkeit des Temperaturniveaus der verbundenen bereitstellenden Systemkomponenten. Der Formalismus sollte so verallgemeinert werden, dass alle Heiz- und Kühlbedarfe über nur vier virtuelle Knoten erfasst werden können.
- **Übertragung auf andere physikalische Domänen** Da die beschriebene Methode die Energieerhaltung sowie einen Potentialunterschied als Ursache für Transportprozesse annimmt, könnte diese für andere physikalische Prozesse verallgemeinert werden. Verursacht durch einen Potentialunterschied (z. B. Druck, Temperatur, Konzentration, elektrische Spannung) wird der Strom einer Erhaltungsgröße (z. B. Masse, Energie, Stoffmenge, Ladung) verursacht (Übersicht Flüsse in physikalischen Systemen siehe [110]). Eine Größe wird erhalten, wenn sie in keinem der Knoten oder Kanten erzeugt oder zerstört wird. Die Methode kann angewendet werden, wenn ein System existiert, in dem Systemkomponenten eine bestimmte Menge einer Erhaltungsgröße anfordern oder bereitstellen und darüber hinaus diesen eine Potentialgröße mit Bezug zu einer referenzierbaren Umgebung zugeordnet werden kann. Wird eine Systemkomponente einem virtuellen Knoten mit positivem Exergiestrom zugeordnet, muss Arbeit durch ein *aktives Element* (Pumpe, endothermer Reaktor, Stromquelle) verrichtet werden. Weiterführend wird auch auf die Beschreibung mechatronischer Wandler von Grabow verwiesen [122].

5 Strukturierte Herleitung erforderlicher thermischer Energieströme für das untersuchte BEV

Es folgt die Anwendung der zuvor beschriebenen Methode zur strukturierten Herleitung der erforderlichen thermischen Energieströme für das hier diskutierte BEV. Dazu werden die in Anhang A und B sowie Kapitel 3 vorgestellten Modelle genutzt. Aus den sich während der Simulation ergebenden dynamischen Leistungs- und Temperaturanforderungen von Innenraumklimatisierung und Antriebsstrang werden die erforderlichen thermischen Energieströme mit der beschriebenen Methode ermittelt. Im Rahmen einer statistischen Analyse erfolgt die Simulation für statistisch repräsentatives Fahrverhalten und statistisch repräsentative klimatische Randbedingungen auf Basis von 48 Tagesverläufen. Damit können die erforderlichen thermischen Energieströme ermittelt und für das hier betrachtete BEV genau untersucht werden. Der thermische Speicher wird hier noch nicht berücksichtigt und erst ab Kapitel 8 betrachtet. Vor der statistischen Analyse werden zwei beispielhafte simulierte Tagesverläufe ausführlich vorgestellt.

5.1 Dynamische Nutzungs- und Klima-Randbedingungen auf Basis von 48 repräsentativen Tagesfahrzyklen

Um eine statistisch repräsentative Analyse aller auftretenden thermischen Energieströme durchzuführen, muss der periodische Zeitraum eines vollständigen Jahres betrachtet werden.

Monte-Carlo-Methoden erlauben basierend auf dem Gesetz der großen Zahlen, Energieverbräuche und Auftretshäufigkeiten von thermischen Energieströmen anzunähern. Eine Konvergenz ist allerdings erst bei einer sehr hohen Anzahl an Versuchen oder Simulationen zu erwarten. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit eine von Menken et. al. vorgestellte Methode angewendet [68]. Diese basiert auf der Idee, durch Cluster-Analyseverfahren die Anzahl erforderlicher Versuche/Simulationen durch eine geringe Anzahl an repräsentativen Tagesfahrzyklen und Klimaverläufen drastisch zu reduzieren. Es ist damit möglich, durch 12 Tagesfahrverläufe und 4 Klimaverläufe bei einer entsprechenden Gewichtung eine Aussage über den mittleren Jahresenergieverbrauch einer Fahrzeugflotte in ähnlicher Güte (–12 % im Referenzbeispiel) gegenüber der Monte-Carlo-Methode zu ermitteln. Diese Methode wird hier angewendet, um eine Analyse der auftretenden thermischen Energieströme unter statistisch repräsentativen Randbedingungen durchzuführen.

Abbildung 5.1 zeigt die Tagesfahrzyklen und klimatischen Verläufe für die Region USA. Da auf Grund der Datenlage nur Fahrdauer und Fahrdistanz verfügbar sind, ist lediglich die mittlere Geschwindigkeit für jede Einfahrt bekannt. Basierend auf einer Optimierungsmethode werden daher Geschwindigkeitsverläufe aus einer bestehenden Datenbasis [123] derart kombiniert, dass diese die mittlere Fahrgeschwindigkeit und Fahrdauer möglichst genau annähern. Es wird eine mittlere Abweichung der mittleren Fahrgeschwindigkeit klei-

ner 1.5% erreicht. Die jeweiligen Gewichtungen aus Kombinationen von Tagesfahrten und Klimabedingungen sind in Anhang D.2 tabellarisch dargestellt.

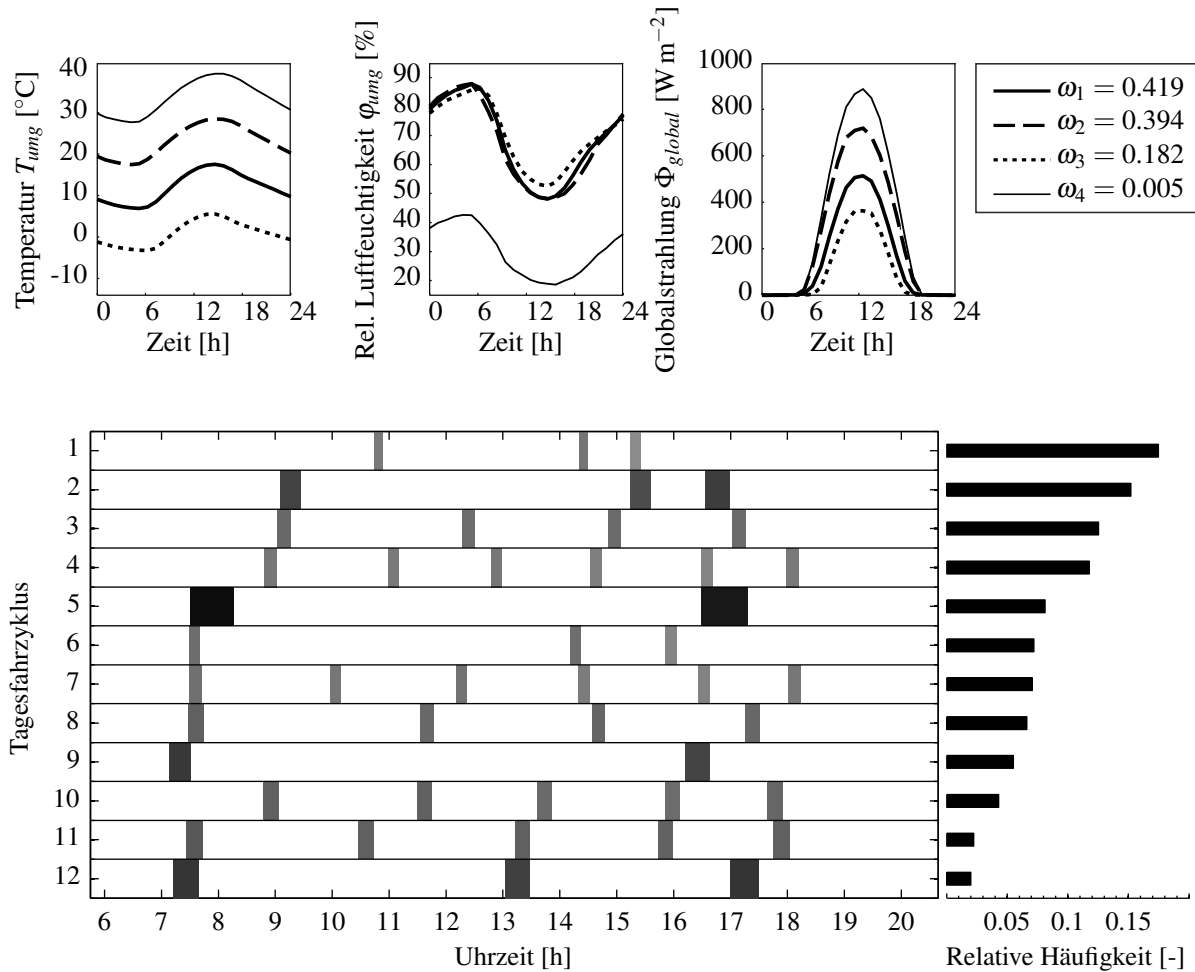


Abbildung 5.1: Zusammengefasste repräsentative Klimaverläufe für die Region USA sowie zusammengefasste Tagesfahrzyklen entnommen aus [68]. Die Gewichtung der vier Klimaverläufe und der 12 Tagesfahrzyklen ergibt sich aus einer Cluster-Analyse. Es lassen sich 48 Kombinationen bilden.

5.2 Betrachtung von zwei simulierten Tagesverläufen

Die Simulationsergebnisse werden vorab für zwei Tagesverläufe mit unterschiedlichen thermischen Anforderungen dargestellt: Ein Sommerszenario bei einer durchschnittlichen Umgebungstemperatur von 39 °C und ein Winterszenario bei einer durchschnittlichen Umgebungstemperatur von 2 °C. Die Randbedingungen leiten sich aus zwei der 48 repräsentativen Tagesverläufen ab. Es werden die jeweils kältesten und wärmsten repräsentativen klimatischen Randbedingungen gewählt.

Für das Sommerszenario wird der Zeitausschnitt von 14:00 bis 15:30 Uhr näher betrachtet, da dort die Umgebungstemperaturen am höchsten sind. Für das Winterszenario wird der Zeitausschnitt 10:00 bis 11:00 Uhr ausgewählt, da dort die tiefsten Temperaturen auftreten. Im ersten Fall treten zwei Einfahrten mit einer Dauer von 10 min und 9 min bei einer Durch-

schnittsgeschwindigkeit von 34 km/h und 27 km/h auf. Im zweiten Fall ist eine Einzelfahrt von 8 min bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 35 km/h dargestellt. Maximale und minimale zulässige Temperaturen sind ebenfalls angegeben.

Repräsentativer Sommertag

Die Simulationsergebnisse für das Sommerszenario sind in Abbildung 5.2 dargestellt. Der erste Graph zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeit. Die drei folgenden Graphen zeigen die Umgebungsbedingungen mit einer mittleren Temperatur von 30 °C, 23% relativer Luftfeuchtigkeit und 387 W m^{-2} mittlerer Globalstrahlung im Stand und einer mittleren Globalstrahlung von 648 W m^{-2} während der Fahrt, die auf das Fahrzeug trifft. Die unterschiedlichen Strahlungswerte ergeben sich aus den in Abschnitt 2.2 getroffenen Annahmen zur Berücksichtigung reduzierter Solarstrahlung durch Schatten. Thermische Verluste des Antriebsstrangs von Batterie, Leistungselektronik, elektrischer Maschine und Ladegerät werden in den nächsten drei Graphen dargestellt. Danach folgt der State of Charge (SOC). Nach dem Ladevorgang ist die maximal zulässige Energiemenge in der Batterie bei einem SOC von 85% gespeichert. Während der beiden Fahrphasen wird die Batterie auf einen SOC von 71% entladen. Daraufhin ist die Innenraumtemperatur zusammen mit der Umgebungstemperatur und der Komfort-Zieltemperatur dargestellt. Die nächsten drei Graphen zeigen die Temperatur der Antriebsstrangkomponenten. Die letzten beiden Graphen zeigen die Abfolge von Betriebsarten sowie die Verdichterleistung.

Nach einem Start bei 40 °C erreichen Leistungselektronik und Batterie ihr maximal zulässiges Temperaturniveau. Sobald die maximal zulässige Komponententemperatur erreicht ist, wird durch das Heiz- und Kühlsystem Wärme entzogen, sodass die repräsentative Komponententemperatur bei der maximal zulässigen Temperatur verharret.

Unterschiedliche Heiz- und Kühlanforderungen bei unterschiedlichen Komponentenzuständen resultieren in unterschiedliche thermische Energieströme, die erforderlich sind, um die Anforderungen zu erfüllen. Diese thermischen Energieströme sind als Betriebsarten in Abbildung 5.3 dargestellt. Eine vollständige Übersicht über alle Betriebsarten, die sich in diesem Kapitel ergeben, ist in Anhang E aufgelistet. Zudem wird gezeigt, wann diese jeweils aktiv sind. Dabei ist die Betriebsart B_1 der inaktive Zustand, bei dem das Heiz- und Kühlsystem nicht aktiv ist. Nach dem Start treten im Wesentlichen die schnell wechselnden Betriebsarten B_{41} und B_{42} auf. Dabei werden Innenraum und Batterie über die Kältemaschine gekühlt. Zudem wird Wärme vom Verflüssiger und teilweise von der Leistungselektronik an die Umgebung abgeführt.

5 Strukturierte Herleitung erforderlicher thermischer Energieströme für das untersuchte BEV

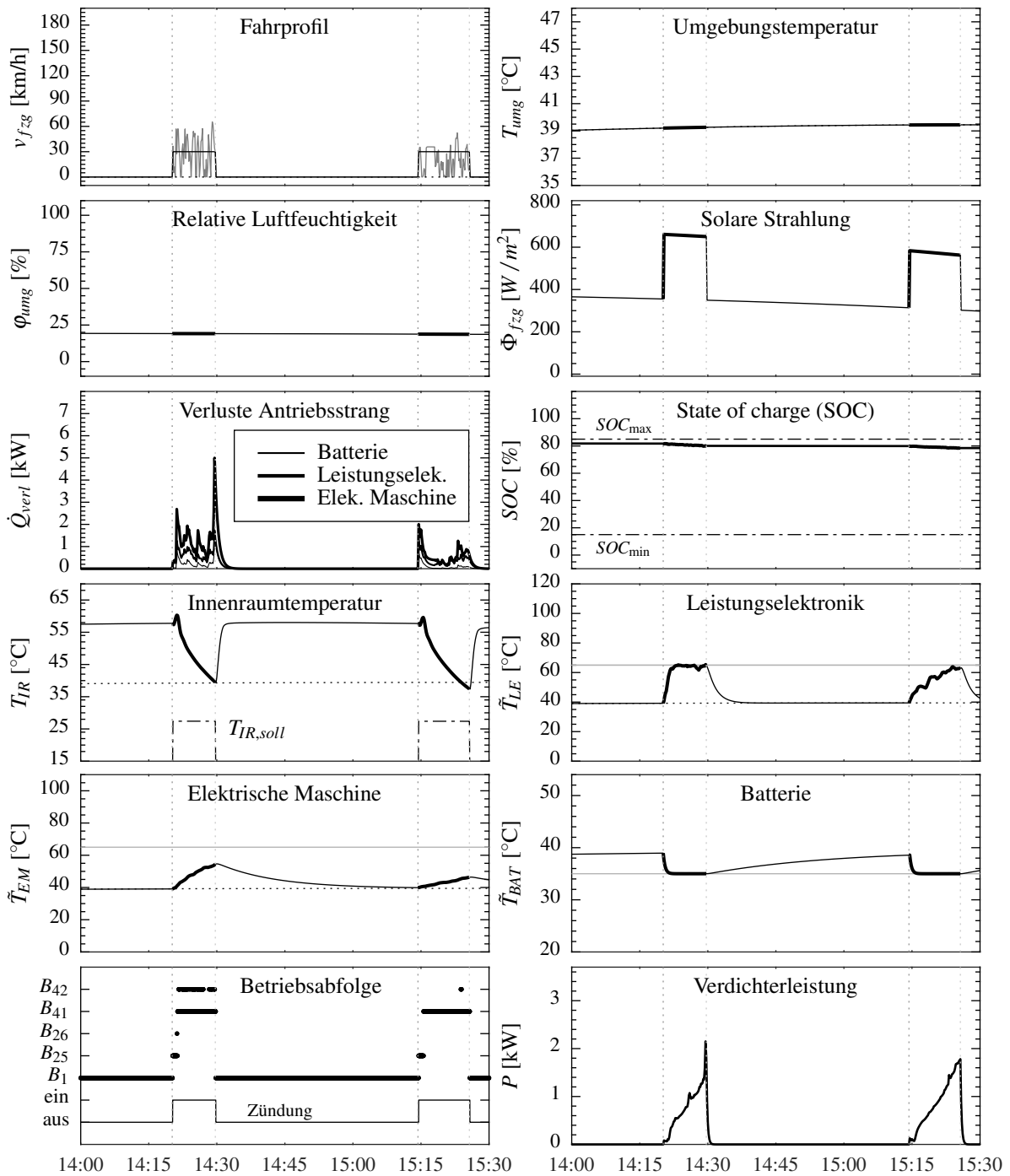
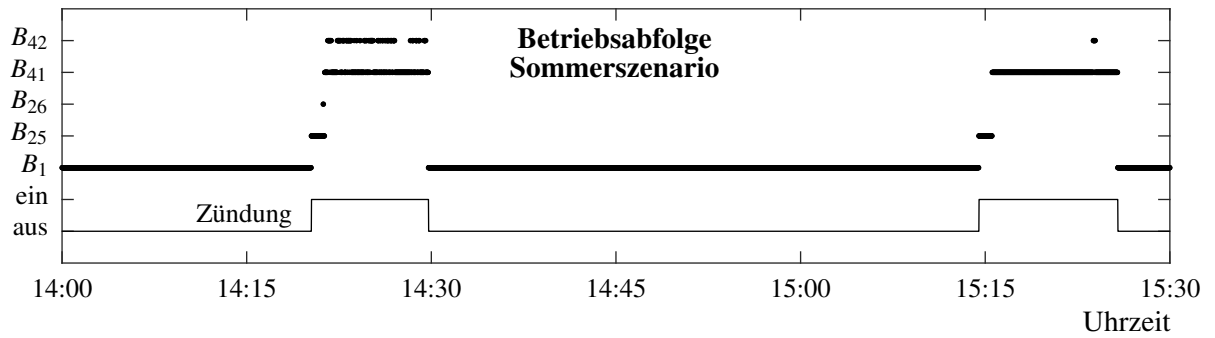
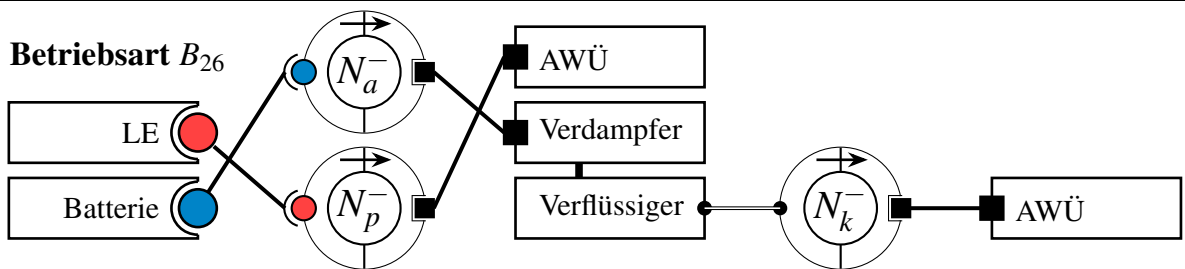
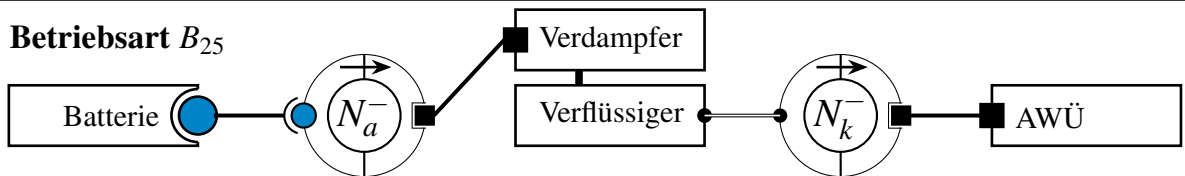


Abbildung 5.2: Simulationsergebnisse für das Sommerszenario. Die Aktivierung einzelner energieflussbasierter Funktionen führt zu einer idealisierten Wärmeübertragung zwischen Systemkomponenten zu jedem Zeitschritt. Die zeitabhängigen Komponententemperaturen ergeben sich aus den dynamischen Komponentenmodellen und der transferierten Wärme.

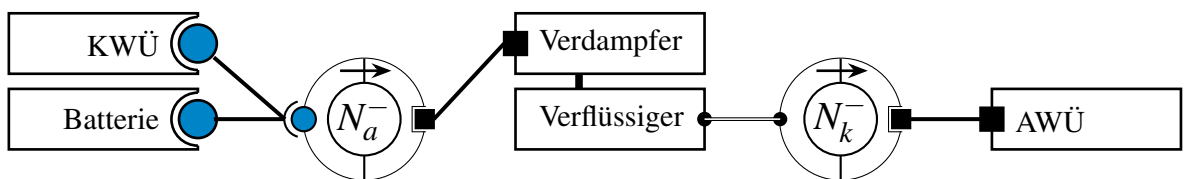


Betriebsart B_1

(-) $B_1 = \{\}$



Betriebsart B_{41}



Betriebsart B_{42}

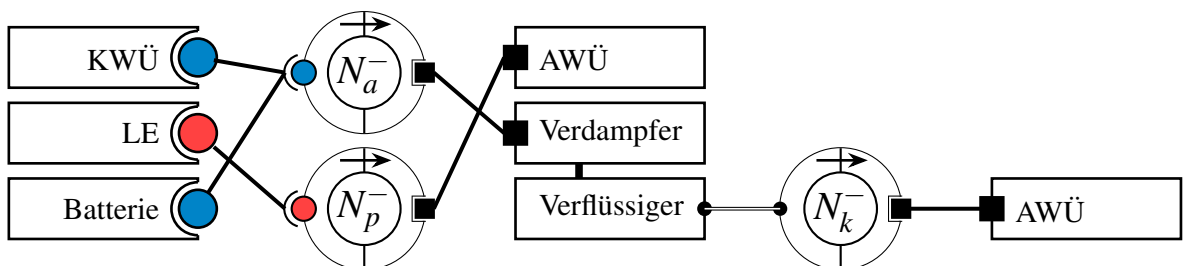


Abbildung 5.3: Automatisch generierte Darstellung von Betriebsarten für das Sommerszenario.

Repräsentativer Wintertag

Simulationsergebnisse für das Winterszenario sind in gleicher Reihenfolge angegeben (Abbildung 5.4). Es ist ersichtlich, dass die Erwärmung der Komponenten wesentlich langsamer verläuft. Dies liegt am Heizbedarf des Innenraums, der eine Nutzung der Abwärme durch den Wärmepumpenbetrieb zur Folge hat. Wärme wird von LE und EM auf geringem Temperaturniveau aufgenommen und dem Innenraumwärmeübertrager HWÜ auf hohem Temperaturniveau zugeführt.

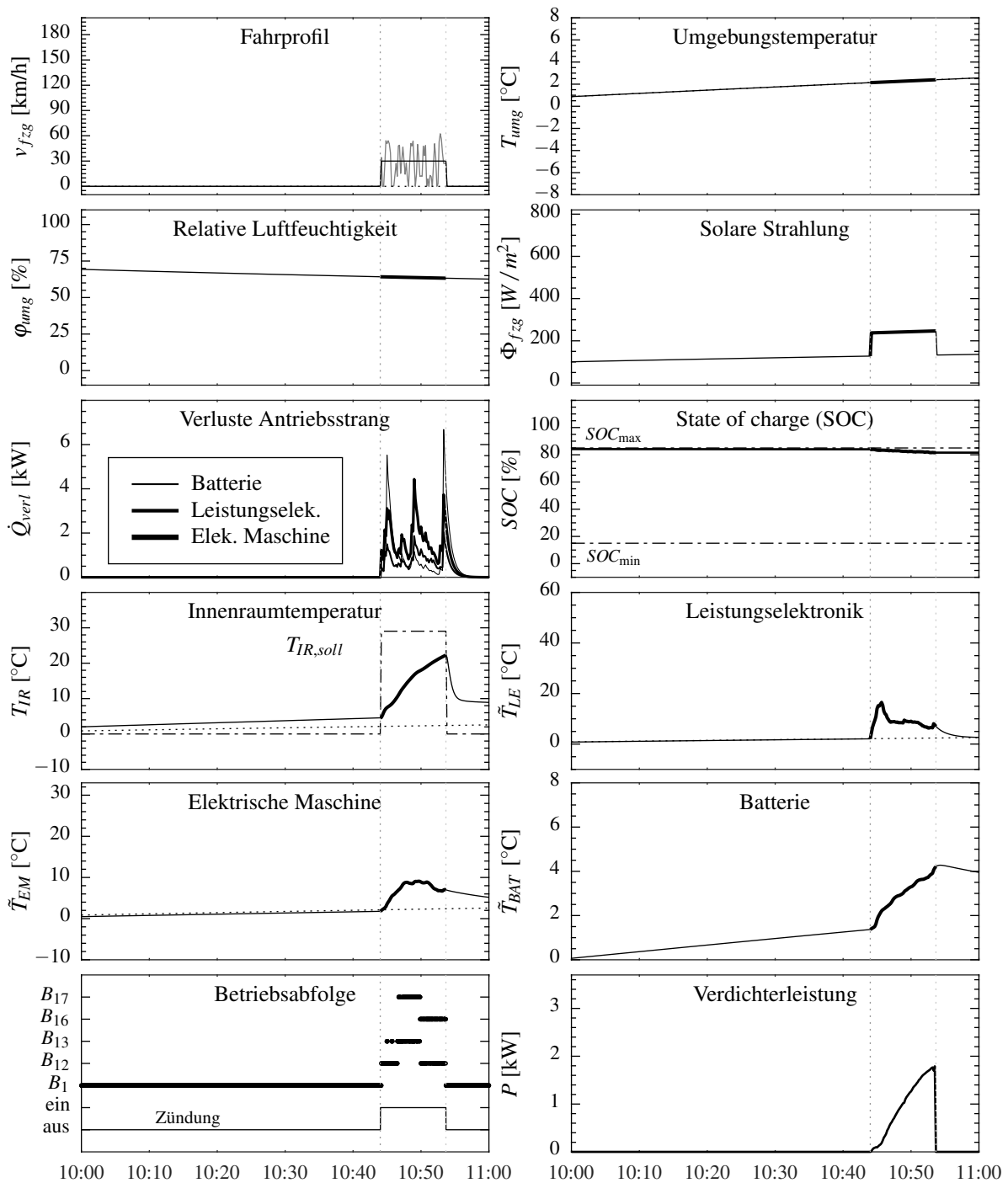
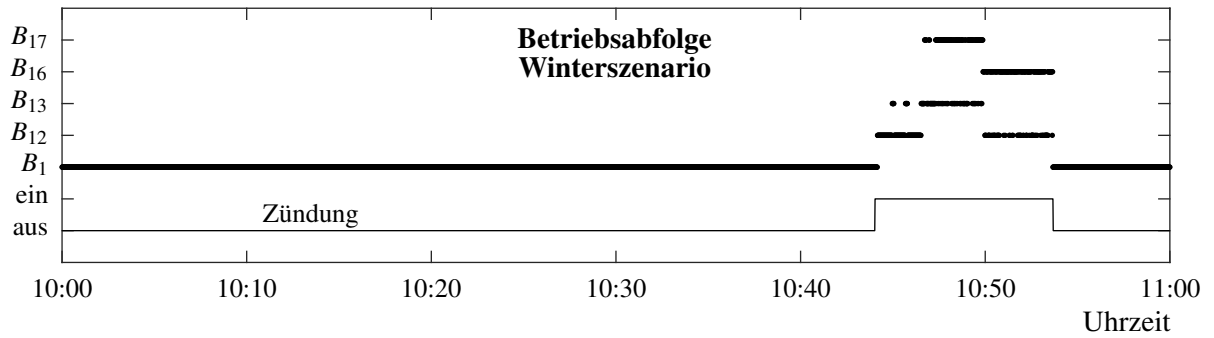


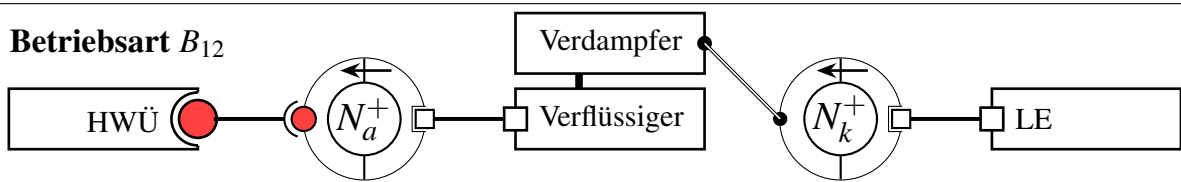
Abbildung 5.4: Simulationsergebnisse für das Winterszenario.



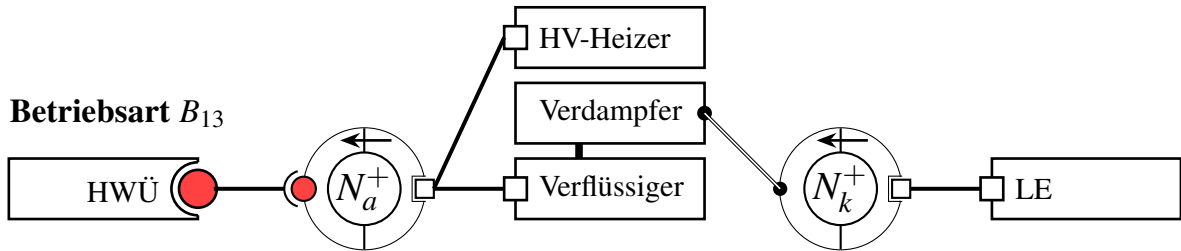
Betriebsart B_1

(-) $B_1 = \{\}$

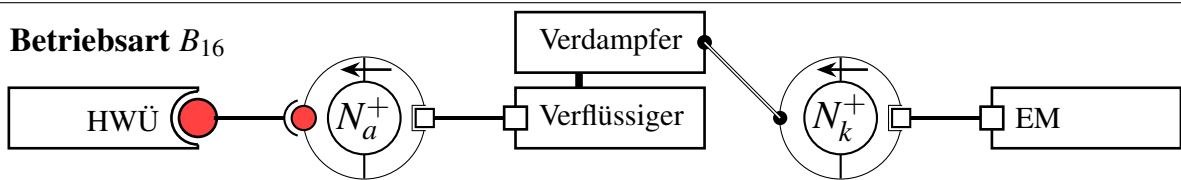
Betriebsart B_{12}



Betriebsart B_{13}



Betriebsart B_{16}



Betriebsart B_{17}

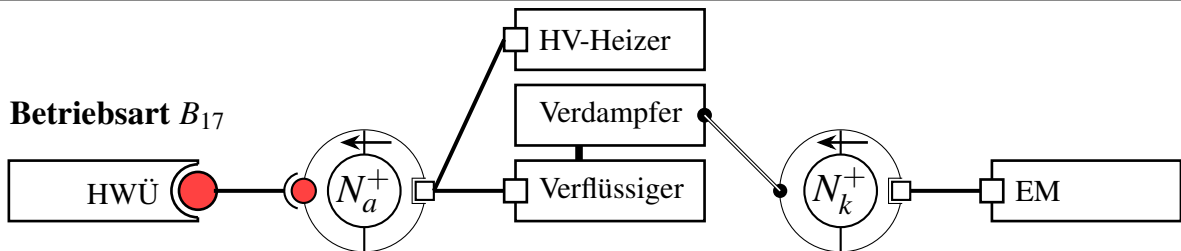


Abbildung 5.5: Automatisch generierte Darstellung von Betriebsarten für das Winterszenario.

Entsprechend zeigt Abbildung 5.5 die erforderlichen thermischen Energieströme und Betriebsarten für das Winterszenario. Wie zuvor entspricht Betriebsart B_1 dem inaktiven Zustand des Heiz- und Kühlsystems. Nach Fahrtbeginn tritt zunächst die Betriebsart B_{12} auf, bei der die sich schnell erwärmende LE als Wärmequelle der Wärmepumpe genutzt werden kann. Daraufhin folgt eine Phase, während der B_{13} und B_{17} abwechselnd auftreten. Dabei

sind der Wärmepumpenbetrieb und der Heizer durchgängig aktiv und es wird abhängig von der Komponententemperatur wechselseitig LE und EM als Wärmequelle genutzt. Nach ca. 5 Minuten sinkt der Heizbedarf des Innenraums. Zudem erwärmen sich die Antriebsstrangkomponenten. Dies führt dazu, dass keine zusätzliche Energie durch den Heizer zugeführt werden muss. Es kommt zum Heizen im reinen Wärmepumpenbetrieb mit wechselseitig LE (B_{12}) und EM (B_{13}) als Wärmequelle.

5.3 Statistische Analyse für die Region USA

Die nachfolgende Analyse untersucht die statistischen Strukturen thermischer Energieströme für das hier angenommene kompakte BEV unter statistisch relevanten Randbedingungen. Dabei sollen grundlegende Antworten darauf gefunden werden, wie unterschiedliche Systemkomponenten in Beziehung zueinander stehen. Aufbauend auf den zuvor definierten Betriebsarten B sind dabei folgende Fragestellungen von Interesse:

Häufigkeit von Anforderungen Wie häufig kommt es zu Heiz- und Kühlanforderungen?

Klassifikation der Betriebsarten Welche Gemeinsamkeiten und Unterschiede bestehen zwischen den einzelnen Betriebsarten?

Zuordnung von Systemkomponenten zu virtuellen Knoten Welche Zuordnung von Systemkomponenten zu virtuellen Knoten folgen aus der Aktivierung von Funktionen?

Relevanz der Betriebsarten Tritt die Betriebsart B entweder sehr häufig auf oder gehen mit einem Auftreten der Betriebsart B große thermische Energieströme einher?

Wechselwirkungen zwischen Betriebsarten Stehen Betriebsarten B in starker Wechselwirkung zueinander? Treten diese direkt in Folge zueinander auf? Muss zwischen diesen häufig umgeschaltet werden?

Um diese Fragen zu beantworten, werden energieflussbasierte Simulationen nach der zuvor beschriebenen energieflussbasierten Methode für alle 48 in Abschnitt 5.1 vorgestellten Tagesfahrzyklen durchgeführt. Da diese statistisch repräsentativ sind, sind auch die Ergebnisse statistisch repräsentativ für das typische Fahrverhalten in der Region USA.

Auftrittshäufigkeiten von Anforderungen

Es kann zwischen den beiden Anforderungen Heizen und Kühlen unterschieden werden. Abbildung 5.6 zeigt die Häufigkeit der Anforderung Heizen und Kühlen von Systemkomponenten für die durchgeführten Simulationen.

Es fällt auf, dass Heiz- und Kühlanforderungen der Innenraumklimatisierung am häufigsten auftreten. Zu 65% der Zeit, während der das Fahrzeug bewegt wird, stellt der HWÜ eine Heizanforderung zur Erwärmung des in den Innenraum einströmenden Luftmassenstroms. Eine Kühlanforderung am KWÜ ergibt sich sogar während ca. 75% der Zeit. Dies lässt sich durch die hohe Auftrittshäufigkeit von Entfeuchtungsfällen, bei denen sowohl HWÜ als auch KWÜ eine Anforderung stellen, erklären.

Auffällig ist das geringe Auftreten von Kühlanforderungen der Antriebskomponenten für das hier betrachtete BEV. Eine Erklärung dafür sind zum einen die sehr kurzen Fahrdauern von

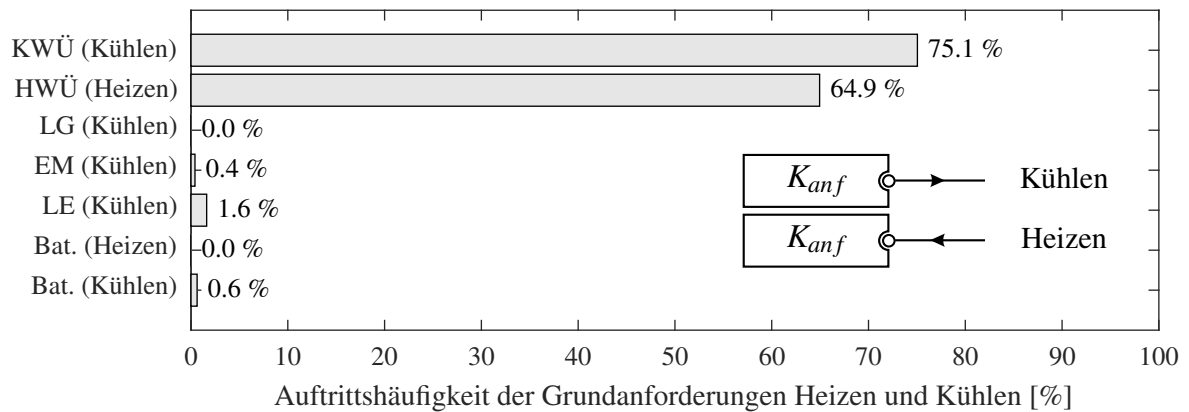


Abbildung 5.6: Auftretshäufigkeiten der Anforderungen Heizen und Kühlen für alle anfordernden Systemkomponenten K_{anf} basierend auf 48 gewichteten Tagesfahrzyklen.

durchschnittlich 17 Minuten, die sich im Realbetrieb ergeben und zum anderen die Tatsache, dass eine Anforderung erst dann eintritt, wenn die Komponententemperatur ihr maximal zulässiges Temperaturniveau erreicht hat. In der Praxis ist stattdessen eine kontinuierliche Kühlung üblich. Dies erklärt auch, warum es innerhalb der Simulation sehr selten zum Kühlen der 360 kg schweren Batterie kommt. Zum Heizen der Batterie bei Unterschreiten einer Komponententemperatur von -5°C kommt es nicht, da die minimale Temperatur während der simulierten Tagesfahrzyklen -3.25°C beträgt. Des Weiteren kann beobachtet werden, dass Kühlanforderungen der Leistungselektronik ca. 4-mal häufiger als Kühlanforderungen der elektrischen Maschine auftreten. Dies erklärt sich durch eine 20-mal größere thermische Masse der elektrischen Maschine gegenüber der Leistungselektronik bei Verlusten der gleichen Größenordnung.

Klassifikation von Betriebsarten

Während der energieflussbasierten Simulation gibt es zu jedem Zeitpunkt genau eine eindeutige Betriebsart B . Durch Kombination von aktiven Funktionen F ergeben sich für das untersuchte Fahrzeug insgesamt 44 Betriebsarten. Diese sind in Anhang E mit einer schematischen Darstellung der thermischen Energieströme vollständig aufgelistet. Zur weiteren Analyse werden die 44 Betriebsarten nach verschiedenen Kriterien klassifiziert. Dazu wird eine Gruppierung aller identifizierten Betriebsarten nach vier Kriterien durchgeführt:

Grundmodus Innenraum Heizen, Kühlen oder Entfeuchten Es wird zwischen Heizen ($\dot{Q}_{\Delta, \text{HWÜ}} \neq 0$), Kühlen ($\dot{Q}_{\Delta, \text{KWÜ}} \neq 0$), Entfeuchten ($\dot{Q}_{\Delta, \text{HWÜ}} \neq 0$ und $\dot{Q}_{\Delta, \text{KWÜ}} \neq 0$) und keine Klimatisierung ($\dot{Q}_{\Delta, \text{HWÜ}} = 0$ und $\dot{Q}_{\Delta, \text{KWÜ}} = 0$) unterschieden.

Kältemaschine aktiv oder inaktiv Für die Grundmodi wird weiter unterschieden, ob Kältemaschine beziehungsweise Wärmepumpe aktiv sind ($\dot{Q}_{\Delta, \text{Verd.}} \neq 0$ oder $\dot{Q}_{\Delta, \text{Verfl.}} \neq 0$). Bei den Grundmodi Kühlen und Entfeuchten muss die Kältemaschine aktiv sein.

Entfeuchtung mit Überschuss oder Defizit Der Entfeuchtungsfall wird weiter in Entfeuchtung mit energetischem Überschuss und Entfeuchtung mit energetischem Defizit unterteilt. Eine ausführliche Betrachtung erfolgt in Abschnitt 7.3.

Batteriekühlung aktiv, passiv oder inaktiv Bei der Batteriekühlung wird zwischen aktiver Kühlung mit Kältemaschine ($K_{BAT} \rightarrow N_a^-$), passiver Kühlung mit Umgebungswärmeübertrager ($K_{BAT} \rightarrow N_p^-$) und keiner Kühlung unterschieden.

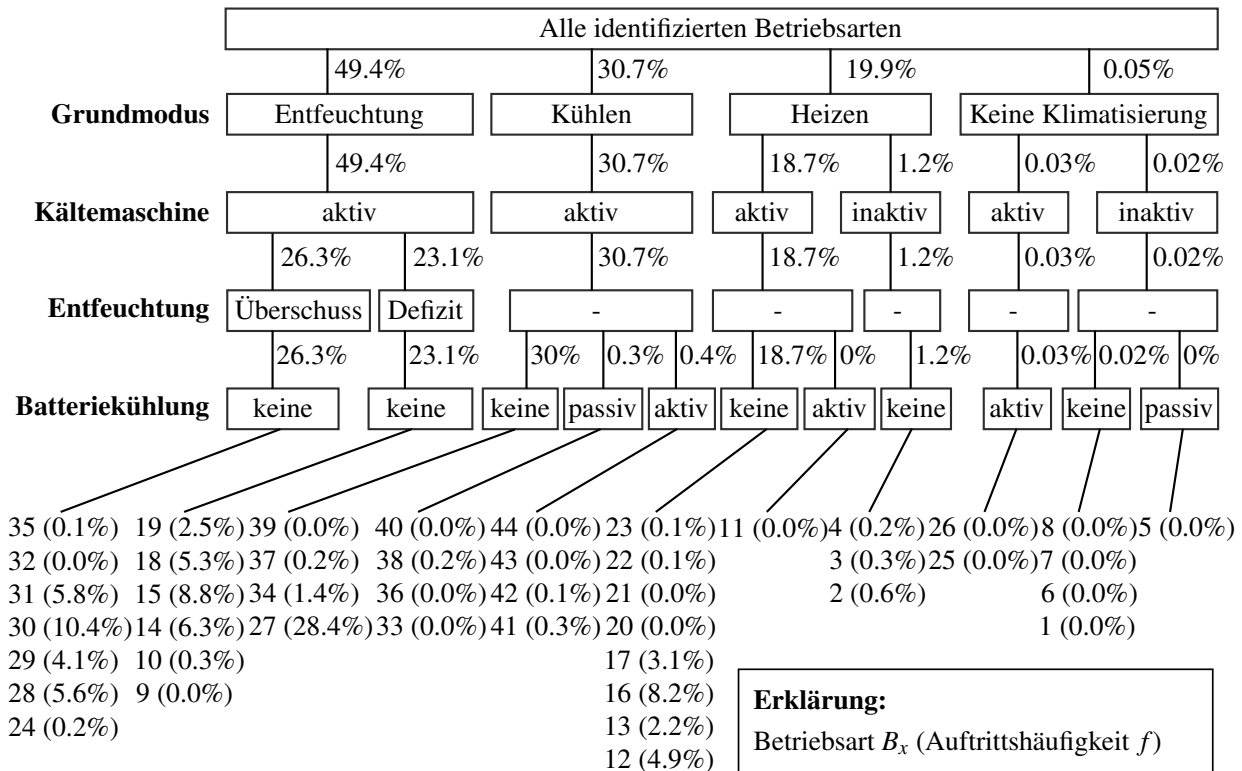


Abbildung 5.7: Klassifikation von Betriebsarten nach den Kriterien Grundmodus Innenraum, Kältemaschinen-/Wärmepumpenbetrieb, Entfeuchtungsbetrieb und Art der Batteriekühlung (ohne B_1).

Abbildung 5.7 zeigt das Ergebnis für alle identifizierten Betriebsarten. Jeder Betriebsart wird eine eindeutige Nummer zugewiesen. Prozentuale Werte geben dabei die Auftrittshäufigkeit von Betriebsarten und einzelnen Gruppen von Betriebsarten an. Die Auftrittshäufigkeiten der Grundmodi Heizen, Kühlen, Entfeuchtung zeigen eine gute Übereinstimmung mit der stationären Analyse aus Anhang 2.5 (Entfeuchtung: 40%, Kühlen: 30%, Heizen: 29% für USA). Bei der Simulation der Tagesfahrzyklen zeigt sich lediglich eine Tendenz, dass anstelle des Grundmodus Heizen der Grundmodus Entfeuchten auftritt (+10%). Es lassen sich vier besonders relevante Betriebszustände identifizieren: Heizen mit Wärmepumpe (19%), Kühlen mit Kältemaschine ohne Batteriekühlung (30%), Entfeuchtung mit Überschuss (26%) und Entfeuchtung mit Defizit (23%).

Zuordnung von Systemkomponenten zu virtuellen Knoten

Funktionen F sind dadurch definiert, dass anfordernde und kompensierende Systemkomponente K_{anf} und K_{kom} einem virtuellen Knoten N zugeordnet werden. Abbildung 5.8 zeigt die Häufigkeit, mit der eine Systemkomponente K einem bestimmten virtuellen Knoten N zugeordnet wird. Dabei ist ebenfalls die kumulierte Häufigkeit, die angibt, wie häufig eine Systemkomponente K und wie häufig ein virtueller Knoten N insgesamt aktiv ist, dargestellt.

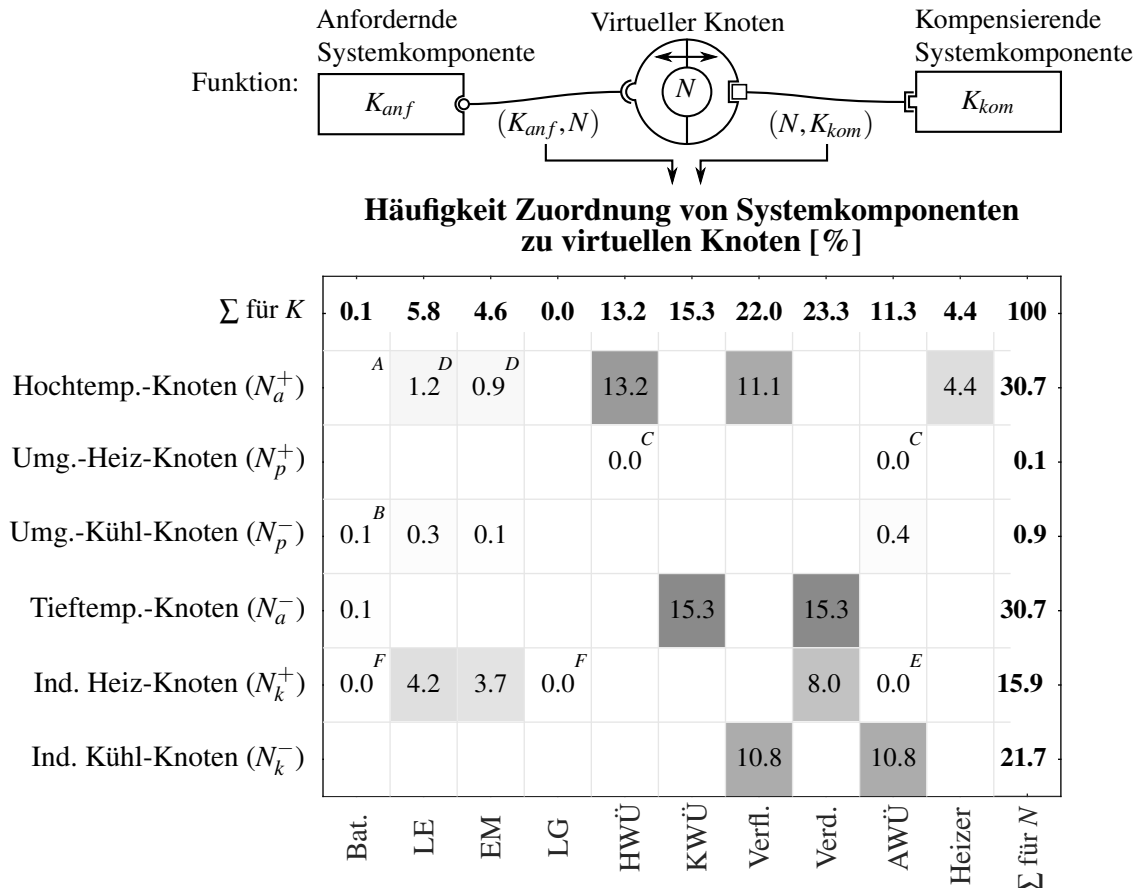


Abbildung 5.8: Häufigkeit der Zuordnung einzelner Komponenten K zu den virtuellen Knoten N für alle Tagesfahrzyklen (Region USA). Spaltensummen geben Häufigkeiten an, mit denen Komponenten aktiv sind. Zeilensummen geben Häufigkeiten an, mit denen virtuelle Knoten aktiv sind (ohne B_1).

Virtuelle Knoten repräsentieren die unterschiedlichen Temperaturniveaus des Heiz- und Kühlsystems. Bei einer Umsetzung durch ein System aus Sekundärfluidkreisläufen können diese ebenfalls einem bestimmten Temperaturbereich zugeordnet werden. Es wird daher diskutiert, welche Zuordnung von Systemkomponenten zu virtuellen Knoten relevant ist. Daraus kann in den nachfolgenden Kapiteln abgeleitet werden, welche Funktionen beziehungsweise Kreisläufe realisiert werden müssen. Folgende Entscheidungen lassen sich für das untersuchte Fahrzeug ableiten (Buchstaben A bis F verweisen auf Abbildung 5.8):

Kein Heizen (A) und passives Kühlen (B) der Batterie Die Batterie ist 54% der aktiven Zeit in den Tief-Temperatur-Knoten eingebunden. Demgegenüber steht eine Einbindung in den Umgebungs-Kühl-Knoten mit 41% zeitlicher Häufigkeit und eine Einbindung in den Ind.-Heiz-Knoten mit 5%. Eine passive Kühlung der Batterie über den AWÜ wird nicht weiterverfolgt, da diese absolut gesehen sehr selten auftritt (8% Anteil im Umg.-Kühl-Knoten). Tritt diese auf, ist immer noch eine Kühlfunktion über den Kältemittelkreislauf gegeben (Tief-Temperatur-Knoten). Der Entfall der Batterie-Heizfunktion ist nur dann gerechtfertigt, wenn Einschränkungen bei geringen Umgebungstemperaturen akzeptiert werden.

Kein Heizen des Innenraums mit der Umgebung (C) Die sehr selten auftretende Situation, dass im Entfeuchtungsbetrieb ausreichend Heizleistung über den Außenwärmeübertrager bereitgestellt werden kann, wird nicht umgesetzt.

Kein Heizen mit Antriebskomponenten im Hochtemperatur-Kreislauf (D) Auf Grund der seltenen Auftretshäufigkeit (7% Anteil im Heizkreislauf) wird die Funktion direktes Heizen des Innenraums mit Antriebsstrangkomponenten eliminiert. Eine Einbindung erfolgt stattdessen immer quellenseitig über die Wärmepumpenfunktion.

Keine Umgebungswärmepumpe (E) In weniger als 1% der Fälle wird Wärme für die Wärmepumpenfunktion quellenseitig über den Umgebungswärmeübertrager aufgenommen. Die Umgebung wird dann als Wärmequelle genutzt, wenn keine Antriebskomponente wärmer als die Umgebungstemperatur ist. In 99% der Fälle bleiben die LE oder die EM also trotz Wärmeentnahme wärmer als die Umgebung. Da sich diese Erkenntnis nicht mit bisherigen Untersuchungen (zum Beispiel Homann [12]) deckt, soll diese diskutiert werden: Da durch die idealisierenden Annahmen sowohl Leitungsverluste, thermische Masse sowie das dynamische Verhalten des Kältemittelkreislaufs vernachlässigt werden, würde die quellenseitige Leistungsaufnahme der Wärmepumpe in einem realen System signifikant größer sein und kann gegebenenfalls nicht mehr über LE und EM kompensiert werden. Des Weiteren wird der Wärmeübergang zwischen LE/EM und Heiz- und Kühlsystem als ideal angenommen. Dies ist selbst bei neuartigen Ansätzen zur Kühlung der EM mit Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha \approx 300$ eine starke Vereinfachung [124]. Sowohl höhere Wärmebedarfe als auch der reale Wärmeübergang von LE/EM zu Sekundärfluid führen dazu, dass die Umgebung als Wärmequelle häufiger auftreten würde. Eine Umgebungswärmepumpenfunktion wird hier dennoch nicht weiterverfolgt, da diese implizit ohnehin gegeben ist. In vielen Fällen können elektrische Maschine und Leistungselektronik auf Grund des eingesetzten Kältemittels unter Umgebungstemperatur gekühlt werden und so auch Umgebungswärme aufnehmen.

Keine Wärmepumpe mit Batterie und Ladegerät als Quelle (F) Batterie und Ladegerät sollen nicht als Wärmequelle für die Wärmepumpenfunktion genutzt werden. Dies könnte sich ändern, wenn eine Vortemperierung der Batterie als thermischer Speicher [64], [65] berücksichtigt wird. Ebenso würde dem Ladegerät bei einer Vortemperierung des Innenraums eine höhere thermische Leistung entnommen, wenn Vortemperierung und Ladevorgang zeitgleich erfolgen.

Relevanz der Betriebsarten

Um die Relevanz der 44 Betriebsarten zu untersuchen, werden die Auftretshäufigkeit $f(B_n)$ und der Energieumsatz je Betriebsart $E(B_n)$ betrachtet. Zunächst gibt $a(t, n)$ an, ob eine Betriebsart B_n zum Zeitpunkt t aktiv ist.

$$a(t, n) = \begin{cases} 1 & \text{wenn } B_n \text{ zum Zeitpunkt } t \text{ aktiv} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.1)$$

Die Auftrittshäufigkeit $f(B_n)$ beschreibt dann, wie oft eine Betriebsart B_n während des Zeitintervalls ΔT aktiv ist:

$$f(B_n) = \frac{1}{\Delta T_a} \int_{t_0}^{t_0+\Delta T} a(t, n) dt \quad (5.2)$$

Das Zeitintervall ΔT wird so gewählt, dass nur die Gesamtzeit, zu der das Heiz- und Kühlsystem aktiv ist, berücksichtigt wird (also eine andere Betriebsart als die Betriebsart B_1 aktiv ist).

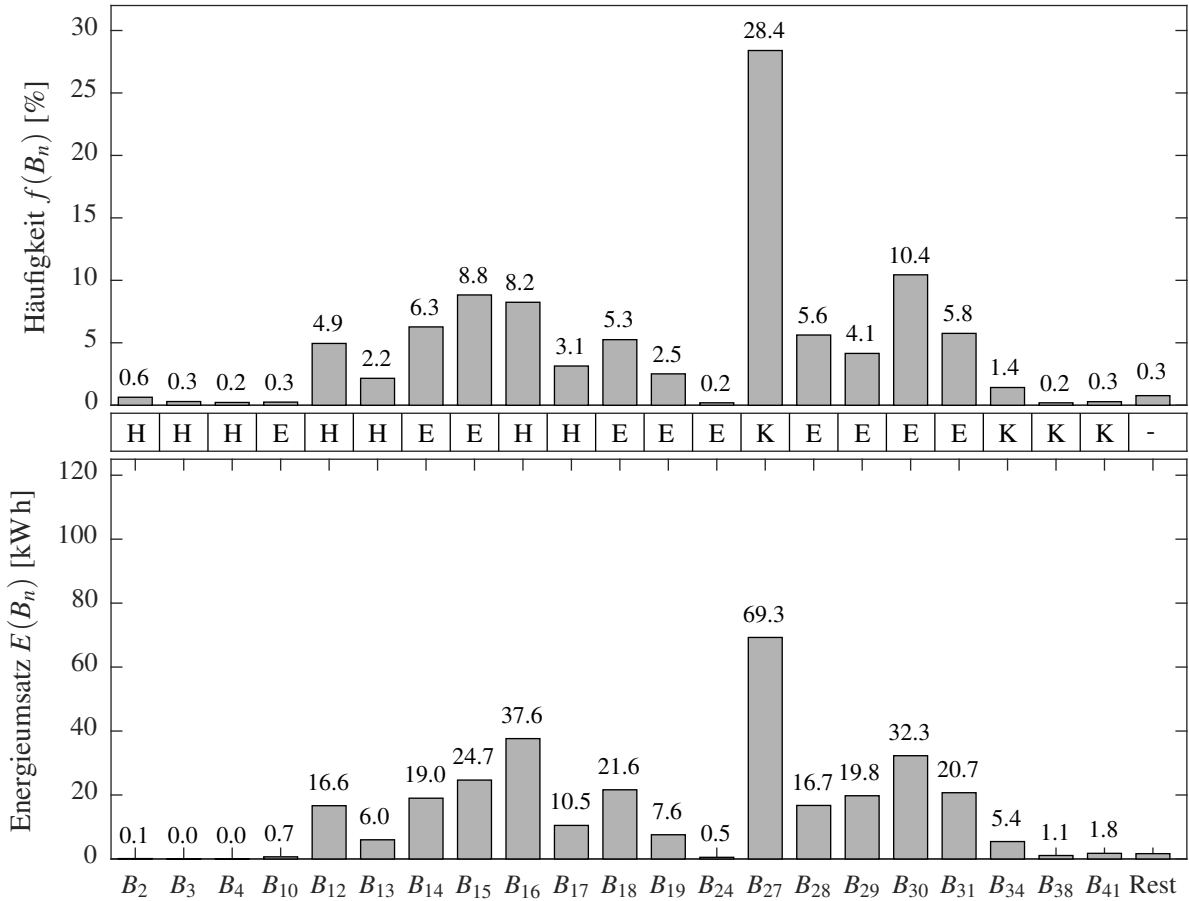


Abbildung 5.9: Relevanz von Betriebsarten mit einer Auftrittshäufigkeit von über 0.2% anhand von Auftrittshäufigkeit $f(B_n)$ und Energieumsatz $E(B_n)$ (H = Heizen, K = Kühlen, E = Entfeuchten).

Der Energieumsatz $E(B_n)$ gibt an, wie viel Energie in Summe zwischen Systemkomponenten transferiert wird, während die Betriebsart B_n aktiv ist:

$$E(B_n) = \int_{t_0}^{t_0+\Delta T} a(t, n) \cdot \sum_j |\dot{Q}_{\Delta, j}(t)| dt \quad (5.3)$$

Abbildung 5.9 zeigt die Ergebnisse. Betriebsarten mit einer Auftrittshäufigkeit unter 0.2% werden nicht dargestellt. Wie erwartet ergibt sich eine starke Korrelation zwischen Auftrittshäufigkeit $f(B_n)$ und Energieumsatz $E(B_n)$.

Eine auffällige Abweichung ergibt sich für B_{16} (Wärmepumpe mit Quelle EM). Zwar tritt diese beispielsweise im Vergleich mit B_{27} (Kühlen des Innenraums) relativ selten auf (-20%), jedoch ist der Energieumsatz noch knapp halb so groß wie bei B_{27} . Ebenso treten bei B_2 und B_3 (Direktes Heizen des Innenraums mit LE/EM) verhältnismäßig hohe Energieumsätze auf. Daraus wird abgeleitet, dass ein Schwerpunkt auf die Optimierung der Wärmeübergänge in LE und EM gelegt werden muss.

Wechselwirkungen und Folgehäufigkeiten der Betriebsarten

Um zu untersuchen, ob Betriebsarten bei ähnlichen Randbedingungen auftreten (Wechselwirkung), wird deren Auftretsbereich in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur in Abbildung 5.10 angegeben. Es wird deutlich, dass sich viele Betriebsarten gegenseitig ausschließen und niemals bei gleichen Randbedingungen und damit niemals gleichzeitig auftreten. Diese Erkenntnis erlaubt es, virtuelle Knoten in Kapitel 7 zusammenzufassen und so die Komplexität zu reduzieren.

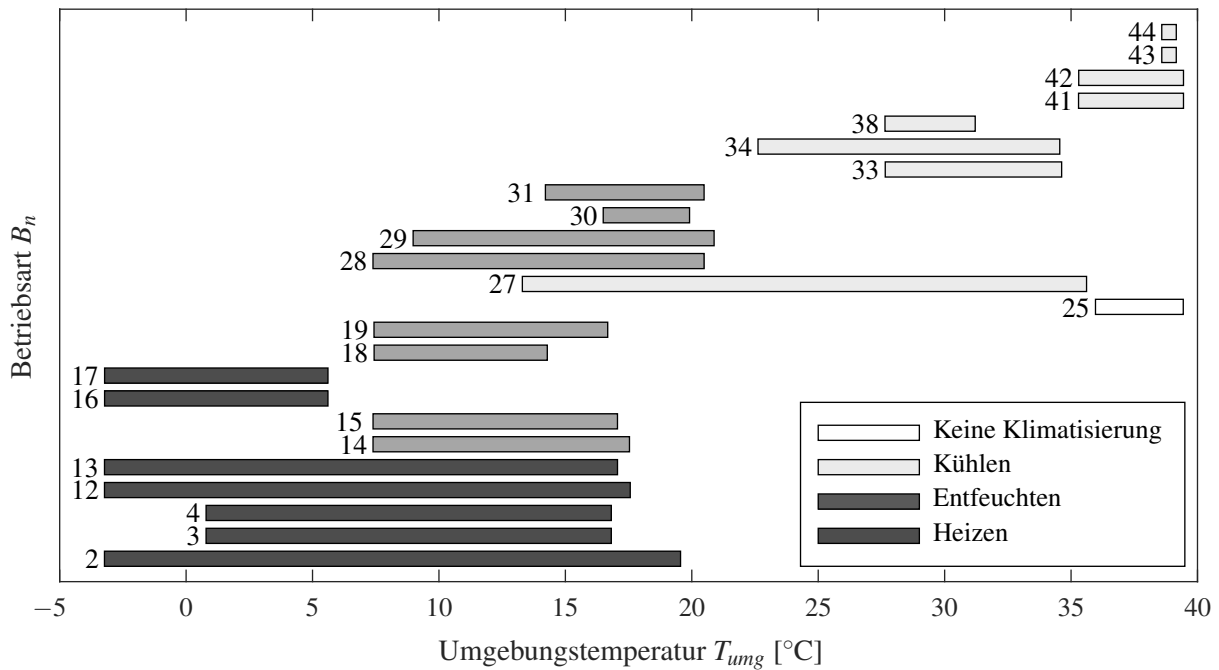


Abbildung 5.10: Auftreten von Betriebsart B_n in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_{umg} für alle Betriebsarten über 0.2% Auftretshäufigkeit.

Um die Abhängigkeit zwischen Betriebsarten näher zu untersuchen, wird die Folgehäufigkeit von Betriebsart B_m zu Betriebsart B_n wie folgt definiert:

$$X_{F,n,m} = \text{Häufigkeit mit der Betriebsart } B_m \text{ auf Betriebsart } B_n \quad (5.4)$$

$$\text{im nachfolgenden Simulationsschritt folgt} \quad (5.5)$$

Je häufiger eine Betriebsart auf eine andere folgt, umso größer ist $X_{F,n,m}$. Eine Betriebsart B_n kann häufiger oder seltener auf Betriebsart B_m folgen, als umgekehrt B_m auf B_n folgt, daher gilt $X_{F,n,m} \neq X_{F,m,n}$.

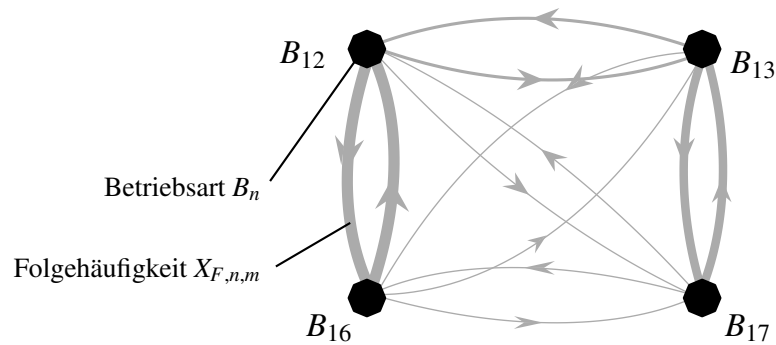


Abbildung 5.11: Folgehäufigkeit $X_{F,n,m}$ als Liniendicke zwischen vier ausgewählten Betriebsarten.

Abbildung 5.11 zeigt die Folgehäufigkeit für vier beispielhaft ausgewählte Betriebsarten. Auffällig ist die Tatsache, dass sich mehrfach Paare aus Betriebsarten mit hoher wechselseitiger Folgehäufigkeit bilden. Eine hohe wechselseitige Folgehäufigkeit wie zwischen B_{12} (Wärmepumpe mit Quelle LE) und B_{16} (Wärmepumpe mit Quelle EM) ist ein Hinweis darauf, dass die Betriebsarten zusammengefasst werden können (Wärmepumpe mit Quelle EM und LE). Eine vollständige Übersicht aller Betriebsarten und deren Folgehäufigkeit ist in Anhang E dargestellt.

6 Graphenbasierte Methode zur Simulation generischer Fluidkreisläufe

Nachfolgend wird eine Methode zur Simulation von Netzwerken aus Komponenten, die über ein einphasiges Fluid mit dem Zweck der Wärmeübertragung verbunden werden, vorgestellt. Das Ziel ist dabei die Simulation von Sekundärkreislaufsystemen basierend auf einer eindeutigen Beschreibung von *Verschaltungsplänen* und *Verschaltungen* durch mathematisch geeignete Strukturen. Die Methoden sind Voraussetzung, um die Realisierung der erforderlichen thermischen Energieströme durch Fluidkreisläufe untersuchen zu können.

6.1 Definition von Verschaltung und Verschaltungsplan

Zur Beschreibung der entwickelten Methoden werden zunächst die Begriffe Verschaltung und Verschaltungsplan definiert. Des Weiteren werden Verschaltung und Verschaltungsplan in Beziehung zueinander gesetzt.

Verschaltungsplan (\mathcal{V}_{plan}) Ein *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} beschreibt ein permanentes Netzwerk aus hydraulischen Komponenten. Durch entsprechende Aktuatorik in diesem Netzwerk wie Pumpen und Ventile können einzelne *Verschaltungen* V realisiert werden. Mit Hilfe von fluidführenden Elementen wie Rohren, Schläuchen und Pumpen können Fluidkreisläufe realisiert werden. Mit Hilfe von T-Stücken und Ventilen wie Umschalt-, Absperr-, Misch- und Rückschlagventilen kann zwischen Fluidkreisläufen umgeschaltet werden. Damit können durch einen *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} (Abbildung 6.1) mehrere *Verschaltungen* V realisiert werden. Der Verschaltungswechsel geschieht durch Stellen von Ventilen und die Ansteuerung von Pumpen. Alle vorgegebenen Ventilpositionen und Pumpenansteuerungen werden dabei zu den Vektoren \mathbf{u}_V und \mathbf{u}_P zusammengefasst. Die mathematische Beschreibung von *Verschaltungsplänen*

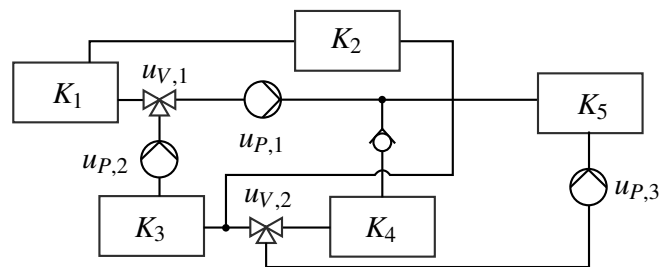


Abbildung 6.1: Beispielhafter Verschaltungsplan. Ein Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} realisiert eine definierte Menge potentieller Verschaltungen V .

erfolgt durch einen Graphen basierend auf hydraulischen Potentialen (Abschnitt 6.4). Der Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} inklusive seiner Komponenten wird durch diese Struktur vollständig beschrieben (ausführliche Darstellung Anhang C).

Verschaltung (V) Eine *Verschaltung* V ergibt sich aus dem *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} , wenn Ventilpositionen und Pumpenstellwerte durch \mathbf{u}_V und \mathbf{u}_P vorgegeben werden. Eine *Verschaltung* V ist immer eine Verbindung einzelner *Systemkomponenten* K durch einen oder mehrere Fluidkreisläufe (Abbildung 6.2). Eine Verschaltung führt zu einem thermischen Energiestrom zwischen den durchströmten *Systemkomponenten*. Dieser ergibt sich aus den unterschiedlichen Temperaturen der *Systemkomponenten*. Eine Verschaltung muss immer einen oder mehrere geschlossene Fluidkreisläufe enthalten. *Verschaltungen* V können durch einen gerichteten Graphen beschrieben werden. Dieser kann durch eine Adjazenzmatrix \mathbf{A} definiert werden (ausführliche Darstellung Anhang C). Die jeweiligen Massenströme werden durch einen separaten Vektor $\dot{\mathbf{m}}_{aus}$ berücksichtigt. Die Adjazenzmatrix \mathbf{A} dient ebenfalls zur Beschreibung von Verschaltungen innerhalb eines generischen Verschaltungsmoduls.

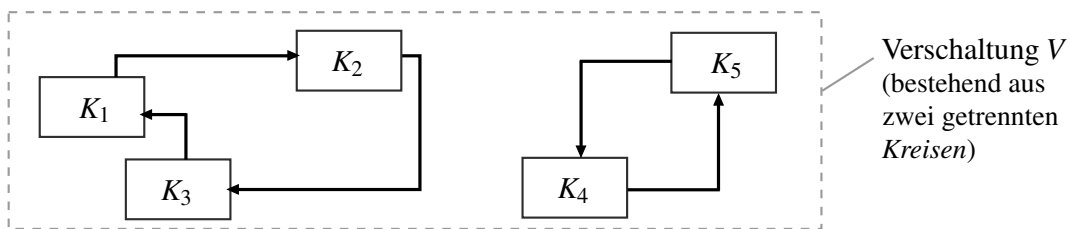


Abbildung 6.2: Beispielhafte Verschaltung mit zwei Kreisen. Eine Verschaltung V ergibt sich aus der Verbindung von *Systemkomponenten* K durch Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} und Aktuatorstellwerte \mathbf{u} .

6.2 Übersicht über das Simulationsmodell

Abbildung 6.3 zeigt eine Übersicht der einzelnen Bestandteile des Simulationsmodells zur Simulation des gesamten Heiz- und Kühlsystems bestehend aus Systemkomponenten, einem Verteilungsnetzwerk und einem Betriebsschema. Die Simulation einer hydraulischen *Verschaltung* von Systemkomponenten erfolgt durch ein vereinfachtes generisches Verschaltungsmodul zur Simulation beliebiger Sekundärkreislauflsysteme. Durch dieses können beliebige Verschaltungen zwischen Systemkomponenten K simuliert werden. Alle in Komponenten ein- und ausströmende Fluidströme werden durch die Flussgröße Massenstrom \dot{m} und die Potentialgröße Temperatur T beschrieben (vgl. [125]).

Während der dynamischen Simulation ändert sich der *thermische Systemzustand* $\tilde{\mathbf{s}}$ der Systemkomponenten K in Abhängigkeit der Zeit. Der Vektor $\tilde{\mathbf{s}}$ fasst dabei alle repräsentativen Temperaturen \tilde{T} aller N Systemkomponenten K_1, \dots, K_N zusammen:

$$\tilde{\mathbf{s}} = (\tilde{T}_{K,1}, \dots, \tilde{T}_{K,N}) \quad (6.1)$$

Der zeitliche Verlauf der dynamischen Komponententemperaturen $\tilde{\mathbf{s}}$ ergibt sich aus den gewöhnlichen Differentialgleichungen der Komponentenmodelle abhängig von der aktiven *Verschaltung*. Das Modell ist ein hybrides Algebro-Differentialgleichungssystem, das sich aus logischen Gleichungen, algebraischen Gleichungen und gewöhnlichen Differentialgleichungen zusammensetzt. Die einzelnen Bestandteile werden nachfolgend erläutert:

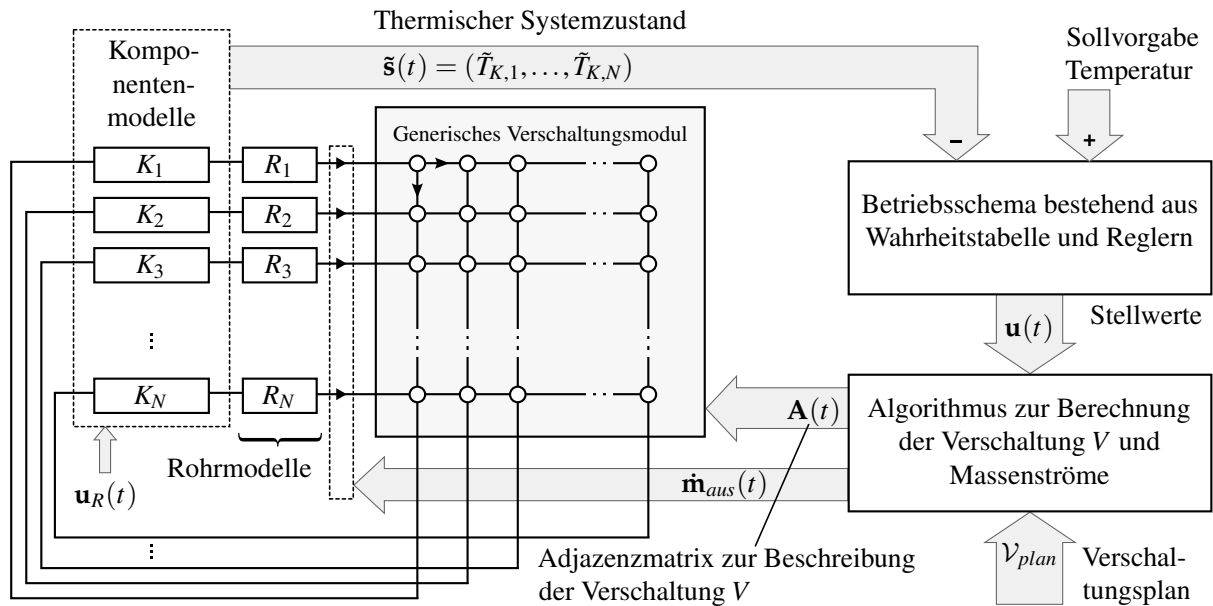


Abbildung 6.3: Übersicht des Simulationsmodells bestehend aus *generischem Verschaltungsmodul* für die Simulation des Sekundärkreislaufsystems und Betriebsschema zur Auswahl geeigneter Verschaltungen. Verschaltungen von Systemkomponenten ergeben sich aus den Pumpen- und Ventilstellwerten \mathbf{u} für einen gegebenen Verschaltungsplan.

Generisches Verschaltungsmodul Es wird hier ein theoretisches Bauteil angenommen, das in der Lage ist, jede theoretisch mögliche Verbindung zwischen *Systemkomponenten* K (*Verschaltung*) mit einem wärmetransportierenden Fluid herzustellen (Abbildung 6.4). Auch das kontinuierliche Mischen und Verteilen von Fluidströmen ist möglich. Das generische Verschaltungsmodul wird in Abschnitt 6.3 beschrieben.

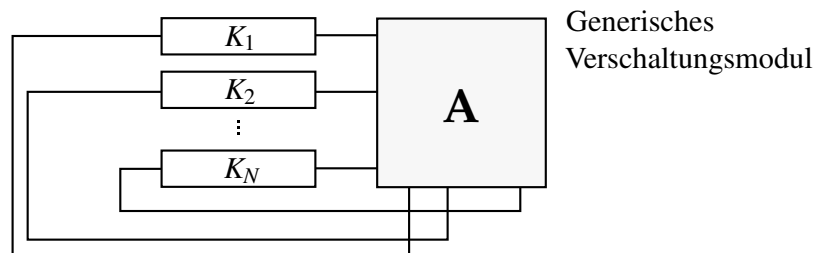


Abbildung 6.4: Generisches Verschaltungsmodul zur Beschreibung aller theoretisch möglichen Verschaltungen.

Durch das generische Verschaltungsmodul ergibt sich eine endliche Anzahl diskreter Verschaltungen und eine unendliche Anzahl an kontinuierlichen Verschaltungen, wenn Misch- und Verteilvorgänge berücksichtigt werden. Die Menge dieser Verschaltungen wird $\mathcal{V}_{theoretisch}$ genannt.

Algorithmus zur Berechnung von Verschaltungen Für einen gegebenen Verschaltungsplan erfolgt die Auswahl einer Verschaltung implizit durch das Stellen von Ventilen und Pumpen (durch \mathbf{u}). Verschaltungen werden, wie nachfolgend erläutert, durch die Adjazenzmatrix \mathbf{A} (siehe [108]) eines gerichteten Graphen beschrieben. Eine geeignete Methode zur Berechnung der Verschaltung basierend auf den Stellwerten \mathbf{u} und ei-

ner mathematisch formalen Beschreibung eines Verschaltungsplans \mathcal{V}_{plan} wird in Abschnitt 6.4 beschrieben. Die berechnete Verschaltung als Adjazenzmatrix \mathbf{A} dient als Eingangsgröße des generischen Verschaltungsmoduls.

Betriebsschema Das *Betriebsschema* übernimmt die Steuerung und Regelung aller Aktuatoren. Der Begriff *Betriebsschema* wird gewählt, um diesen vom Begriff *Betriebsstrategie* (Kapitel 5) abzugrenzen. Das *Betriebsschema* reagiert durch Stellen von Ventilen und Pumpen auf Änderungen von Komponententemperaturen \mathfrak{T} , sodass die Anforderungen von Klimatisierung und Antriebsstrangkomponenten eingehalten werden (Definition siehe Abschnitt 2.3). Neben der Auswahl der *Verschaltung* werden die aktiven Komponenten wie Verdichter, Kühlerlüfter und Hochvolt-Heizer durch das *Betriebsschema* gesteuert. Alle Aktuatorstellwerte werden hier zu $\mathbf{u} = (\mathbf{u}_V, \mathbf{u}_P, \mathbf{u}_R)$ zusammengefasst, wobei der Vektor \mathbf{u}_V die Ventilstellungen und der Vektor \mathbf{u}_P die Pumpenansteuerung repräsentiert. Mit dem Vektor \mathbf{u}_R werden Stellwerte für alle weiteren Aktuatoren zusammengefasst. Kontinuierliche Stellwerte werden durch verschiedene PI-Regler berechnet, die Teil des Betriebsschemas sind und die bei Bedarf aktiviert werden. Für die hier durchzuführenden Simulationen wird ein vereinfachtes *Betriebsschema* auf Basis einer Wahrheitstabelle angenommen. Die Wahrheitstabelle beschreibt die erforderlichen logischen Gleichungen zur Aktivierung verschiedener Verschaltungen durch \mathbf{u}_V und \mathbf{u}_P . Zudem enthält das Betriebsschema mehrere Differentialgleichungen zur Beschreibung der PI-Regler.

Einfaches Modell für Verbindungselemente Verbindungselemente (Rohre und Schläuche) werden vereinfacht als gewöhnliche Differentialgleichung erster Ordnung modelliert (Abbildung 6.5). Aus Energiebilanz und Massenbilanz folgt:

$$m_{rohr} c_p \cdot \frac{dT_{rohr}}{dt} = -kA \cdot (T_{rohr} - T_{umg}) + \dot{m}_{ein} c_p (T_{ein} - T_{aus}) \quad (6.2)$$

Für Wärmedurchgangskoeffizienten kA und Sekundärfluidmassen in Rohren und Schläuchen m_{rohr} werden typische Werte für das hier untersuchte BEV angenommen.

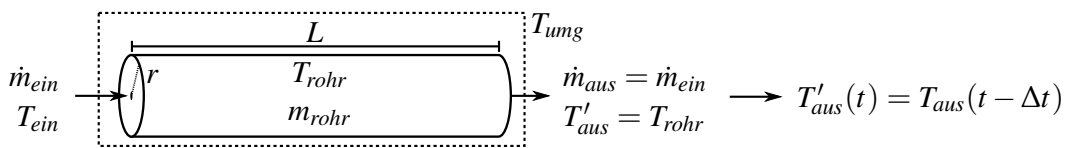


Abbildung 6.5: Vereinfachtes Modell für Verbindungselemente ohne Druckverlust.

Die Transportzeit Δt der verzögerten Austrittstemperatur T'_{aus} berechnet sich aus

$$\Delta t = m_{rohr} / \dot{m}_{ein} \quad \text{mit} \quad m_{rohr} = \rho L \pi r^2, \quad (6.3)$$

wobei L der Rohrlänge und r dem Rohrradius entspricht.

Nachfolgend sollen *Verschaltung* und *Verschaltungsplan* in Beziehung zur Menge aller theoretisch möglichen Verschaltungen gesetzt werden. Ein *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} besitzt die Fähigkeit, eine definierte Menge von *Verschaltungen* zu realisieren, die durch Stellen von Ventilen und Pumpen (beschrieben durch den Vektor \mathbf{u}) ausgewählt werden können (Abbildung 6.6). Der *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} realisiert dabei eine Untermenge der Menge aller theoretisch möglichen *Verschaltungen* $\mathcal{V}_{theoretisch}$.

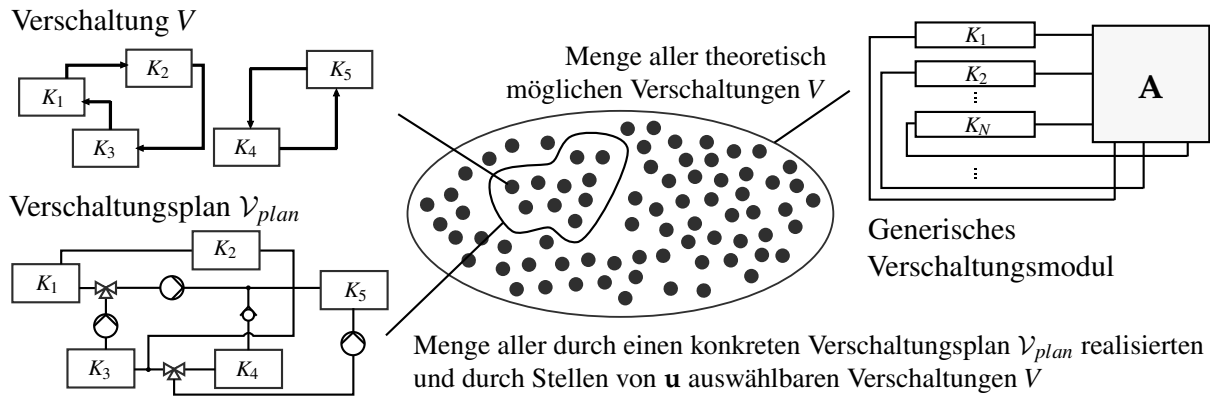


Abbildung 6.6: Zusammenhang zwischen *Verschaltung*, *Verschaltungsplan* und allen theoretisch möglichen *Verschaltungen*.

6.3 Methode zur thermischen Simulation beliebiger Verschaltungen

Nachfolgend wird ein vereinfachtes Modell zur Simulation aller theoretisch möglichen Verschaltungen $\mathcal{V}_{theoretisch}$ vorgestellt. Dieses basiert auf der Annahme eines inkompressiblen Sekundärfluids, welches bei konstanter spezifischer Wärmekapazität eine isobare Zustandsänderung mit direkter Vorgabe der Massenströme erfährt.

Druckverlustbasierte und nicht-druckverlustbasierte Berechnung

Für die Berechnung von Sekundärkreisläufen können zwei Ansätze gewählt werden. Diese ergeben sich abhängig davon, ob die innere Reibung des strömenden Fluids und damit der Reibungsdruckverlust Δp bei der Durchströmung von hydraulischen Komponenten vernachlässigt wird oder nicht. Tabelle 6.1 stellt die zwei Ansätze gegenüber.

Druckverlustbasierte Berechnung Für ein inkompressibles Fluid ergeben sich die Massenströme \dot{m} aus einem Netzwerk hydraulischer Widerstände und durch Pumpen verursachte Druckdifferenzen. Da der Zusammenhang zwischen Druckverlust Δp und Massenstrom \dot{m} in der Regel nicht-linear ist, folgt, dass das durch Anwendung der Kirchhoffschen Regeln ableitbare Gleichungssystem ebenfalls nicht-linear ist.

Nicht-druckverlustbasierte Berechnung Wird der Druckverlust vernachlässigt, ergeben sich Massenströme nicht aus Pumpendrehzahl n und hydraulischen Widerständen des Systems, sondern können direkt vorgegeben werden. Ebenso wird die Aufteilung x von Massenströmen bei Misch- oder Verteilerventilen direkt vorgegeben und ergibt sich nicht wie beim ersten Ansatz aus dem Verhältnis der gesamten Druckverluste einzelner Teilkreisläufe und Ventilstellungen ω . Dieses Vorgehen setzt voraus, dass sowohl die vorgegebenen Massenströme $\dot{m} < \dot{m}_{max}$ als auch Mischverhältnisse realisiert werden können.

Beim nicht-druckverlustbasierten Ansatz vereinfacht sich die Berechnung der Sekundärkreisläufe. Zur Bewertung thermischer Funktionen wird die nicht-druckverlustbasierte Berechnung hinsichtlich der zu erzielenden Aussage als ausreichend erachtet. Die erforderlichen Anpassungen der Methode für eine druckverlustbasierte Berechnung werden am Ende des Abschnitts kommentiert.

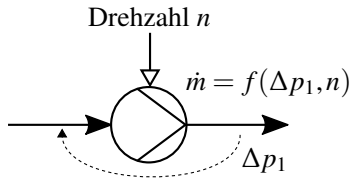
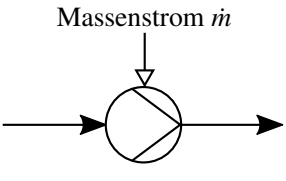
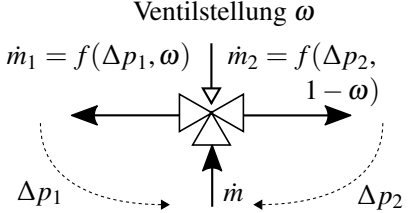
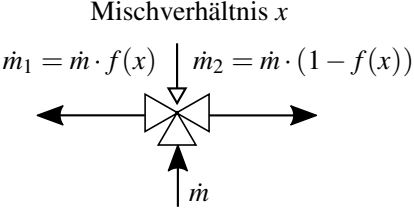
	Druckverlustbasierte Berechnung $\Delta p = f(\dot{m})$	Nicht-druckverlustbasierte Berechnung $\Delta p \equiv 0$
Pumpen		
Mischventile		
Massenströme	Ergeben sich aus Verschaltungszustand	Werden vorgegeben
Mischverhältnisse	Ergeben sich aus Verschaltungszustand	Werden vorgegeben
Rückströmungen	Können simuliert werden	Können nicht simuliert werden
Rückschlagventile	Berücksichtigung in Abh. von Δp	Nur in Flussrichtung
Pumpenleistung	Berechnung möglich	Keine Berechnung möglich
Berechnung	Aufwendiger	Einfacher

Tabelle 6.1: Druckverlustbasierte Berechnung und nicht-druckverlustbasierte Berechnung

Typische Niedervolt-Gleichstrom-Pumpen können, angesteuert durch ein PWM-Signal, je nach Anlagenkennlinie und Fluidtemperatur, Volumenströme zwischen 0 und 30 L min^{-1} (bei Raumtemperatur ca. 0.54 kg/s) bei einer Leistungsaufnahme von ca. 50 W bereitstellen. Im geringen Leistungsbereich sind Wasserpumpen (WUP) im Automobilbereich weit verbreitet. Es wird nachfolgend ein nominaler Massenstrom von 0.2 kg/s pro Pumpe angenommen. Dieser reicht aus, um bei einer typischen Wasser-Ethylen-Glykol-Mischung bei Raumtemperatur einen Wärmekapazitätsstrom von ca. 600 W pro Kelvin Temperaturunterschied zu übertragen.

Herleitung eines generischen Simulationsmodells

Unter Vernachlässigung des Drucks lassen sich einphasige fluidführende Verbindungen zwischen Komponenten mit einer Flussgröße und einer Zustandsgröße beschreiben. Hier werden Massenstrom \dot{m} und Temperatur T gewählt. Ist N die Anzahl der thermischen Systemkomponenten K , dann können alle N Massenströme, die in Systemkomponenten K eintreten, durch den Vektor $\dot{\mathbf{m}}_{\text{ein}} \in \mathbb{R}^N$ beschrieben werden. Alle N Massenströme, die aus Systemkomponenten K austreten, können durch den Vektor $\dot{\mathbf{m}}_{\text{aus}} \in \mathbb{R}^N$ beschrieben werden. Jede Verschaltung zwischen Komponenten kann durch eine Matrix $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{N \times N}$ mit

$$\begin{pmatrix} \dot{m}_{\text{ein},1} \\ \vdots \\ \dot{m}_{\text{ein},N} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{1,1} & \cdots & a_{N,1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{1,N} & \cdots & a_{N,N} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{m}_{\text{aus},1} \\ \vdots \\ \dot{m}_{\text{aus},N} \end{pmatrix} \Leftrightarrow \dot{\mathbf{m}}_{\text{ein}} = \mathbf{A}^T \dot{\mathbf{m}}_{\text{aus}} \quad (6.4)$$

ausgedrückt werden. Die Matrix \mathbf{A} wird Massenstrom-Abbildungs-Matrix genannt. Abbildung 6.7 zeigt das mathematische Modell des generischen Verschaltungsmoduls zur Berech-

nung stationärer Fließprozesse in beliebigen Verschaltungen. Die Indizes „ein“ und „aus“ beziehen sich auf die Systemkomponenten, nicht das Verschaltungsmodul. Die Elemente der Matrix $a_{i,j}$ entsprechen den eingezeichneten Knotenpunkten.

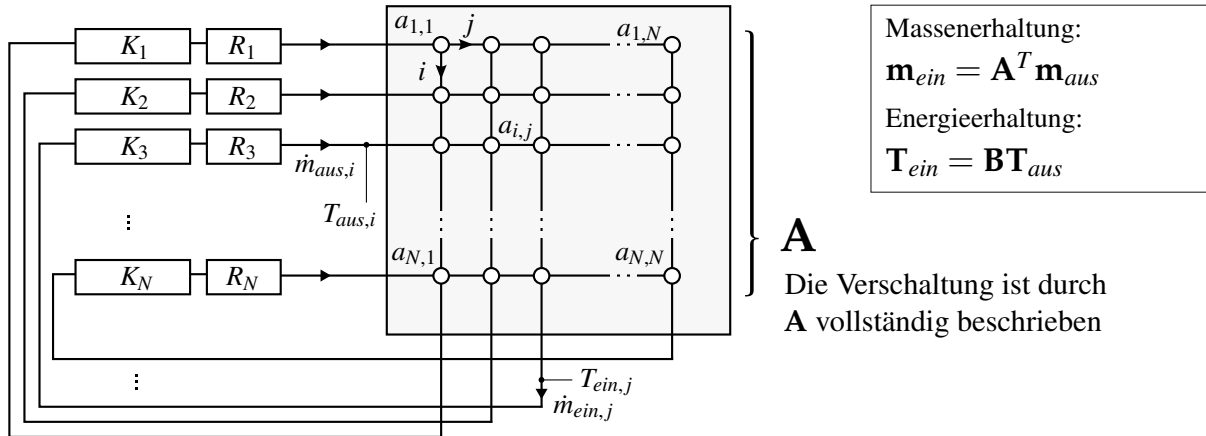


Abbildung 6.7: Generisches Verschaltungsmodul zur Beschreibung beliebiger Verschaltungen. Die Massenstrom-Abbildungs-Matrix **A** kann als Adjazenzmatrix eines gerichteten Graphen, der genau die Verbindungen der einzelnen Komponenten zueinander beschreibt, interpretiert werden. Die Elemente der Matrix **A** werden durch Knotenpunkte symbolisiert.

Für die Elemente der Massenstrom-Abbildungs-Matrix **A** gilt, dass

$$0 \leq a_{i,j} \leq 1. \quad (6.5)$$

Wird das generische Verschaltungsmodul als Bilanzraum betrachtet, folgt für die Matrix **A** aus dem Massenerhaltungssatz $\sum_i \dot{m}_{aus,i} = \sum_j \dot{m}_{ein,j}$, dass die Zeilensumme immer 1 ergeben muss:

$$\sum_i a_{i,j} = 1 \quad \forall j \quad (6.6)$$

Aufgrund der Massenerhaltung innerhalb jeder Systemkomponente muss darüber hinaus gelten, dass

$$\dot{\mathbf{m}}_{ein} = \dot{\mathbf{m}}_{aus}, \quad (6.7)$$

denn zu jeder Systemkomponente strömt derselbe Massenstrom, der von ihr zurückgeführt wird. Aus dem Energieerhaltungssatz für stationäre Fließprozesse bei einer konstanten spezifischen Wärmekapazität

$$\left(\sum_i a_{i,j} \cdot \dot{m}_{aus,i} \right) \cdot T_{ein,j} = \left(\sum_i a_{i,j} \cdot \dot{m}_{aus,i} \cdot T_{aus,i} \right) \quad \forall j \quad (6.8)$$

lässt sich ebenfalls eine lineare Beziehung für das Verschaltungsmodul herleiten. Zwischen Temperaturen der aus Systemkomponenten austretenden Fluidströme $\mathbf{T}_{aus} \in \mathbb{R}^N$ und der in Systemkomponenten eintretenden Fluidströme $\mathbf{T}_{ein} \in \mathbb{R}^N$ gilt die Beziehung:

$$\begin{pmatrix} T_{ein,1} \\ \vdots \\ T_{ein,N} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_{1,1} & \cdots & b_{1,N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{N,1} & \cdots & b_{N,N} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{aus,1} \\ \vdots \\ T_{aus,N} \end{pmatrix} \Leftrightarrow \mathbf{T}_{ein} = \mathbf{B}\mathbf{T}_{aus} \quad (6.9)$$

Die Temperatur-Abbildungs-Matrix \mathbf{B} hängt nur von \mathbf{A} und $\dot{\mathbf{m}}_{aus} = \dot{\mathbf{m}}_{ein}$ ab.

Es ist folgendes anzumerken: Die Adjazenzmatrix zur Verschaltung V und die Massenstrom-Abbildungs-Matrix \mathbf{A} können nur dann gleichgesetzt werden, wenn die Adjazenzmatrix die gleichen Eigenschaften wie \mathbf{A} besitzt. Da sich diese Eigenschaft jedoch durch eine einfache Zeilennormierung der Adjazenzmatrix erreichen lässt, wird \mathbf{A} mit der Adjazenzmatrix der Verschaltung V gleichgesetzt.

Die *Verschaltung* V wird durch einen gerichteten Graphen beschrieben. Dabei werden auch kontinuierliche Misch- und Verteilvorgänge berücksichtigt, indem die *Verschaltung* durch einen kantengewichteten Graphen beschrieben wird. Das Verhältnis ausgehender Kantengewichte (*weighted graph*, [113]) gibt dabei das Aufteilungsverhältnis an. Die in dieser Arbeit verwendeten Graphen werden in Anhang C definiert und beschrieben.

Das Gesamtmodell erlaubt die Simulation jeder möglichen Verschaltung V aus $\mathcal{V}_{theoretisch}$. Dazu wird dem generischen Verschaltungsmodul die Matrix \mathbf{A} als Eingangsparameter zugeführt. Der Wechsel zwischen Verschaltungen ist ohne eine strukturelle Änderung der algebraischen Gleichungen möglich, da sich lediglich \mathbf{A} ändert. Jegliche Verschaltung von Systemkomponenten kann durch die Matrix \mathbf{A} beschrieben werden. Durch einfache lineare Matrix-Vektor-Beziehungen können diese in einem generischen Simulationsmodell erfasst werden. Dabei werden zu jedem Zeitschritt die in die Systemkomponenten eintretenden Massenströme $\dot{\mathbf{m}}_{ein}(t)$ und Temperaturen $T_{ein}(t)$ aus den austretenden Massenströmen $\dot{\mathbf{m}}_{aus}(t)$ und Temperaturen $T_{aus}(t)$ mit Hilfe der Matrizen \mathbf{A} und \mathbf{B} berechnet:

$$\dot{\mathbf{m}}_{ein}(t) = \mathbf{A}(t)^T \dot{\mathbf{m}}_{aus}(t) \quad (6.10)$$

$$\mathbf{T}_{ein}(t) = \mathbf{B}(t)\mathbf{T}_{aus}(t) \quad (6.11)$$

Der Vorteil der Methode besteht darin, dass diese ermöglicht, sowohl Verschaltungen V als auch Verschaltungspläne \mathcal{V}_{plan} zur Laufzeit zu ändern, da sich die beschreibenden Gleichungssysteme nicht ändern. Es könnten daher auch verschiedene Systemvarianten einfach und systematisch erzeugt werden. Daraus folgt ein wesentlicher Vorteil bei der automatisierten Erzeugung von Verschaltungen. Die einzelnen thermischen Modelle der Systemkomponenten K werden als *Functional Mock-up Units*, (FMUs), die durch den *Functional Mock-up Interface*-Standard spezifiziert sind [126], in die entwickelte Simulationsumgebung eingebunden. Transportzeiten und thermische Massen von Sekundärkreisläufen werden durch einfache Punktmassenmodelle berücksichtigt. Die prototypische Umsetzung erfolgt in MATLAB/Simulink®. Das Simulationsmodell ist in Anhang (Abbildung D.29) dargestellt.

6.4 Methode zur Berechnung von Verschaltungen aus Verschaltungsplänen bei gegebenen Stellwerten

Aus einem Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} ergibt sich eine Einschränkung der zwischen thermischen Komponenten herstellbaren Verbindungen. Um nicht nur beliebige Verschaltungen, sondern insbesondere die Verschaltungen, die durch einen Verschaltungsplan vorgegeben sind, simulieren zu können, wird nachfolgend eine graphenbasierte Methode zur Ableitung von Verschaltungen aus einem Verschaltungsplan bei gegebenen Ventil- und Pumpenstellwerten erarbeitet. Das Ergebnis ist dabei die Adjazenzmatrix \mathbf{A} , die eine Verschaltung eindeutig beschreibt und als Eingangsparameter für das zuvor beschriebene generische Verschaltungsmodul dient.

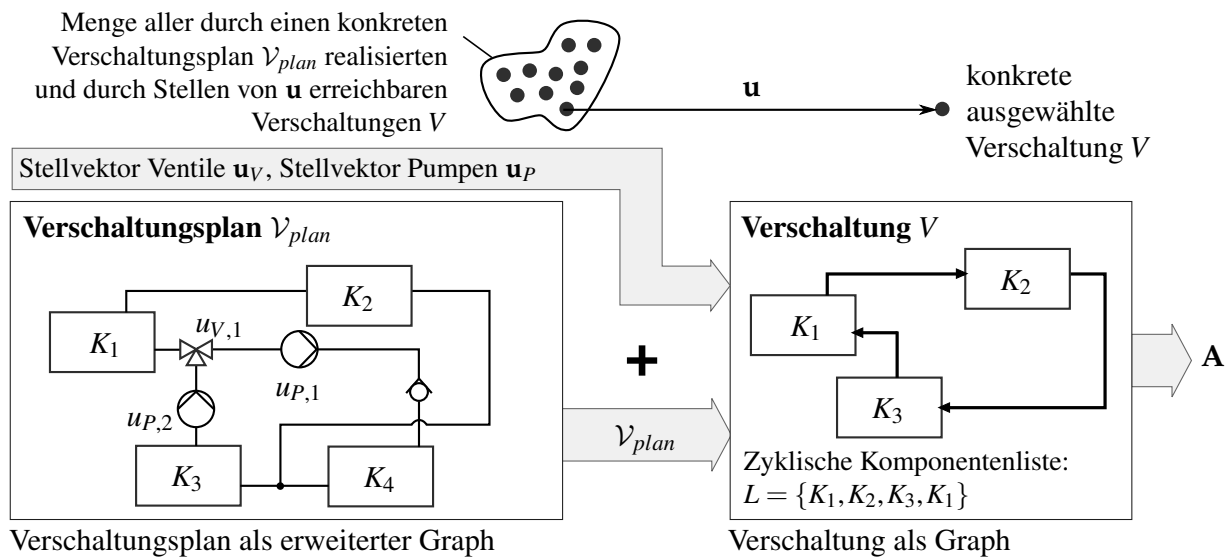


Abbildung 6.8: Übersicht der Methode zur Berechnung von Verschaltungen V aus einem Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} (vereinfacht gegenüber Abbildung 6.1) bei gegebenem Stellvektor \mathbf{u} .

Abbildung 6.8 zeigt eine Übersicht der Methode. Der Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} wird ebenfalls durch einen Graphen beschrieben. Im Gegensatz zur Verschaltung, bei der die Knoten des Graphen als Komponenten und die Kanten des Graphen als Verbindungen interpretiert werden, werden beim Verschaltungsplan die Knoten des Graphen als hydraulische Potentiale und die Kanten des Graphen als hydraulische Komponenten (!) repräsentiert. Ausgehend von der Datenstruktur \mathcal{V}_{plan} werden durch einen Lösungsalgorithmus in Abhängigkeit der Ventil- und Pumpenstellungen \mathbf{u}_V und \mathbf{u}_P geschlossene Kreisläufe basierend auf einer rekursiven Graphensuche identifiziert [127]. Geschlossene Kreise werden durch Listen von Systemkomponenten L beschrieben. Aus diesen kann wiederum die Adjazenzmatrix \mathbf{A} der aktuellen Verschaltung V generiert werden.

Um Verschaltungen abzuleiten, ist es erforderlich im Graphen \mathcal{V}_{plan} geschlossene Kreisläufe zu finden, da diese zu einem Energiefluss zwischen Systemkomponenten führen. Das nachfolgende Verfahren erlaubt es, geschlossene Kreisläufe basierend auf einer formalen Beschreibung von Verschaltungsplänen in Abhängigkeit der Stellaktuatoren \mathbf{u} zu finden und eine Adjazenzmatrix \mathbf{A} zur Beschreibung einer Verschaltung V zu generieren.

Dazu wird das hydraulische Potential $\Phi \in \mathcal{P}$ als Bezugsgröße für hydraulische Komponenten definiert:

Hydraulisches Potential ($\Phi \in \mathcal{P}$) Als hydraulisches Potential werden Abschnitte eines Verschaltungsplans mit gleichem Druckniveau bezeichnet. Jedes Verbindungselement besitzt nur ein eindeutiges hydraulisches Potential. Jede Durchströmung einer hydraulischen Komponente führt zu einer Änderung des hydraulischen Potentials.

Es wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass eine Änderung des hydraulischen Potentials immer infolge der Durchströmung ausgewählter hydraulischer Systemelemente erfolgt (Abbildung 6.9). Diese hydraulischen Systemelemente sind Ventile (V), Rückschlagventile (RV), Pumpen (P) und Systemkomponenten (K).

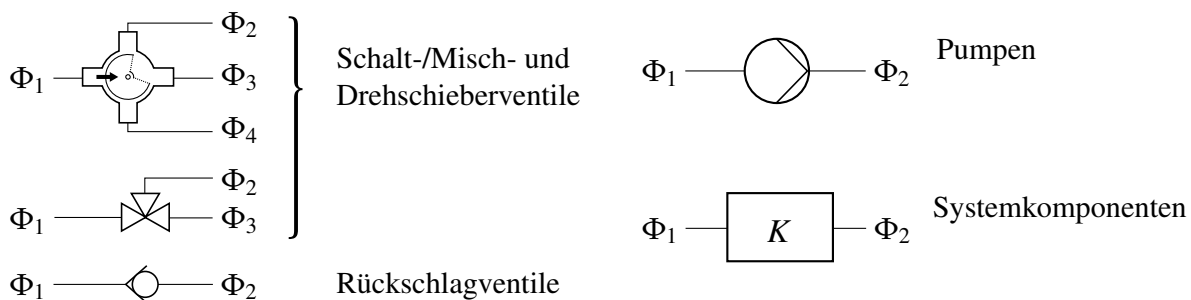


Abbildung 6.9: Hydraulische Systemelemente und Änderung des hydraulischen Potentials Φ .

Abbildung 6.10 zeigt das schematische Vorgehen beispielhaft. Ausgehend von jeder Pumpe werden solange Potentiale Φ gesucht, bis entweder das Anfangspotential gefunden wird und damit ein geschlossener Kreislauf identifiziert wurde oder bis alle Potentiale besucht wurden. Wird ein geschlossener Kreislauf gefunden, wird eine zyklische Komponentenliste generiert, die den *Kreis* beschreibt. Hier: $L = \{K_1, K_2, K_3, K_1\}$ (vgl. Abbildung 6.8). Dabei werden folgende Regeln definiert: (1) Verweisen hydraulische Systemelemente mit mehreren Ausgängen auf mehrere Ausgangspotentiale (Ventil), wird anhand der Ventilstellung u_V das Folgepotential ermittelt. Dabei werden auch Mischzustände zugelassen, die zu einer Verzweigung der Suche führen. (2) Ein Rückschlagventil liefert nur dann ein Folgepotential, wenn dieses in Flussrichtung durchlaufen wird. (3) Alle anderen Systemkomponenten liefern genau ein Folgepotential.

Für das generische Verschaltungsmodul sind dabei nur thermische Systemkomponenten K relevant. Die Adjazenzmatrix A , die diese in Beziehung setzt, kann direkt aus der Komponentenliste L abgeleitet werden. Unter Verwendung des zuvor beschriebenen generischen Verschaltungsmoduls lassen sich nun berechnete Verschaltungen V simulativ untersuchen. Ein vollständig beschriebener Verschaltungsplan ist beispielhaft in Anhang C gegeben.

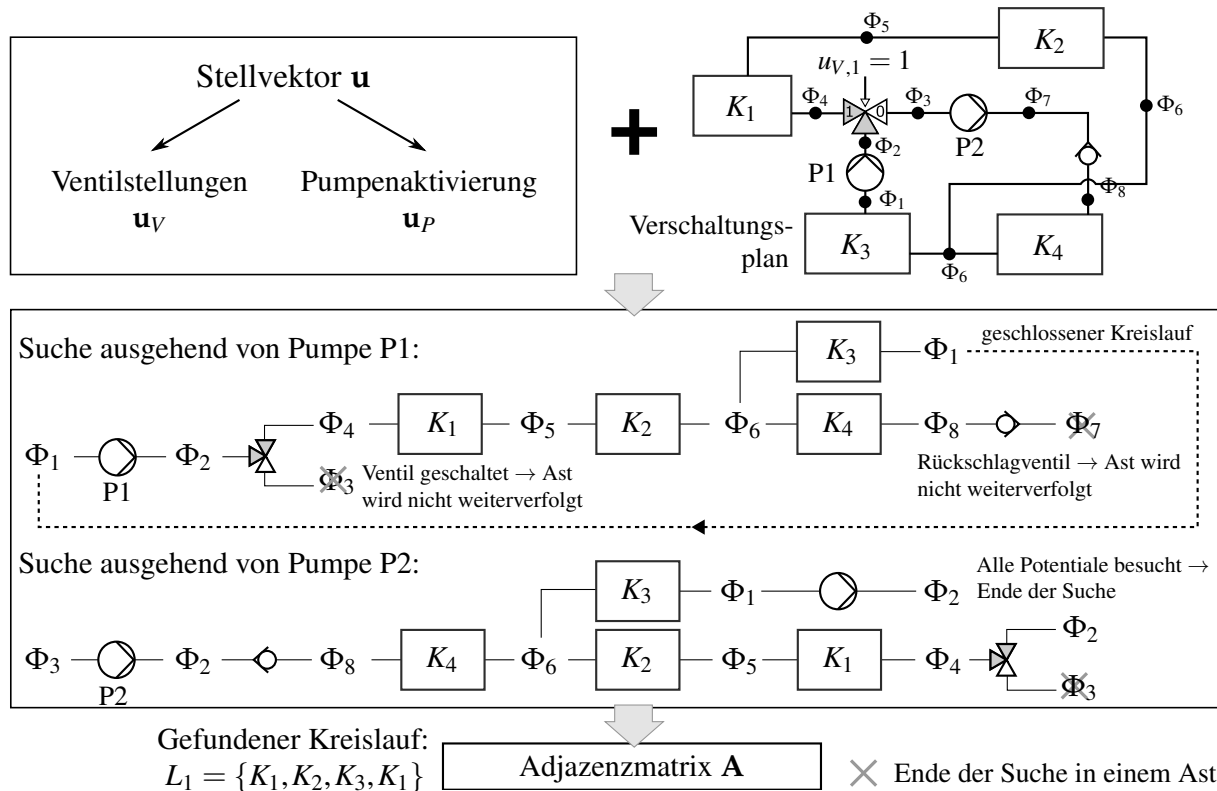


Abbildung 6.10: Graphenbasierte Suche nach geschlossenen Kreisläufen. Für Pumpe 1 kann das Anfangspotential Φ_1 gefunden werden. Der gefundene Kreislauf ist durch die Komponentenliste $L_1 = \{K_1, K_2, K_3, K_1\}$ beschrieben. Für Pumpe 2 ergibt sich kein geschlossener Kreislauf. Pumpe 3 sowie eine verzweigte Suche bei Mischvorgängen werden nicht dargestellt.

6.5 Diskussion und wissenschaftliche Einordnung

An dieser Stelle wird die Diskussion sowie die wissenschaftliche Einordnung der Methoden aus Abschnitt 4.7 fortgeführt und um die erarbeiteten graphenbasierten Methoden erweitert. Dieser Abschnitt gliedert sich in zwei Teile, die sich jeweils auf die zwei mathematischen Strukturen, die in diesem Kapitel genutzt werden, beziehen. Dies sind 1.) Graphen für Verschaltungen und 2.) Graphen für Verschaltungspläne. Für eine Definition, der in dieser Arbeit genutzten Graphen sei zudem auf Anhang C verwiesen.

Generisches Verschaltungsmodul zur Beschreibung von Verschaltungen

Kiss et. al. präsentieren ein Modell zur Simulation eines Sekundärkreislaufsystems, dass bei gegebenem Kreislaufplan jede mögliche Kombination aus Ventilstellungen zulässt [34]. Titov befasst sich ausgehend von den kirchhoffschen Gesetzen ebenfalls mit der einfachen Modellierung komplexer Sekundärfluidkreisläufe [128]. Beide Arbeiten motivieren sich aus dem bisher hohen Aufwand zur Erstellung von Modellen für Sekundärkreislaufsysteme. In dieser Arbeit wird eine Methode vorgestellt, die sowohl Varianten von Verschaltungen als auch Verschaltungsplänen in eine Simulation überführen kann und dabei einfache mathematische Strukturen zugrunde legt. Die Beschreibung von Verschaltungen beruht auf der Idee

einer generischen Verschaltungseinheit. Ein ähnlicher Ansatz wird von Dong ([129] und [130]) zur optimalen Allokation von Wärmeübertragern genutzt.

In diesem Kapitel wurde gezeigt, dass unter bestimmten Voraussetzungen Massenstrom-Abbildungsmatrix und Adjazenzmatrix \mathbf{A} des Verschaltungsgraphen V gleich sind. Für das durch den Graphen beschriebene Netzwerk gelten physikalische Gesetze (vgl. Diskussion 4.7), aus denen sich wiederum mathematische Eigenschaften ergeben:

- **Massenerhaltung** Aus der Massenerhaltung folgt, dass eintretende und austretende Massenströme in einen Knoten des Graphen V die Summe 0 besitzen müssen. Dies wird durch Gleichung 6.6 ($\sum_i a_{i,j} = 1$) ausgedrückt und ist die erste kirchhoffsche Regel [131]. Das zweite kirchhoffsche Gesetz besagt, dass die Summe einer Potentialgröße entlang einer geschlossenen Masche ebenfalls 0 betragen muss. Diese Eigenschaft gilt nur für \mathcal{V}_{plan} , nicht für V . Aus der Massenerhaltung des generischen Verschaltungsmoduls folgt mit Gleichung 6.6, dass die Zeilensumme der Adjazenzmatrix \mathbf{A} den Wert 1 betragen muss. Die gleiche Eigenschaft existiert bei Übergangsmatrizen von Markov-Ketten [132, S. 83], da die Summe aller Übergangswahrscheinlichkeiten einer Markov-Kette 1 betragen muss.
- **Geschlossene Kreisläufe** Werden durch den Graphen V nur geschlossene Kreisläufe beschrieben, folgt mit $\dot{\mathbf{m}}_{ein} = \dot{\mathbf{m}}_{aus}$ eine weitere Eigenschaft aus

$$(\mathbf{A}^T - \mathbf{I})\dot{\mathbf{m}}_{ein} = \mathbf{0}. \quad (6.12)$$

Die Gleichung beschreibt das Rechtseigenwertproblem zum Eigenwert 1 [133]. Dieser ist eng mit der Absorptionswahrscheinlichkeit der Markov-Ketten-Theorie verwandt [132, S. 83]. Ist die Eigenschaft erfüllt, besteht der Graph V zur Adjazenzmatrix \mathbf{A} nur aus *starken Zusammenhangskomponenten* [134, S. 7]. Der Zusammenhang von Zyklizität eines Graphen und zugehörigen Eigenwerten von \mathbf{A} [135] wird von Layton am Beispiel eines thermodynamischen Kreisprozesses beschrieben [136].

Die beschriebene Methode stellt eine Neuerung gegenüber einer *händischen* Modellierung dar, bei der die Erstellung von Verschaltungsvarianten meist sehr zeitintensiv ist. Ein Nachteil der Methode ist, dass keine hydraulische Berechnung erfolgt. Um dies zu ermöglichen, müsste ein anderes Lösungsverfahren genutzt werden. Zwar bleiben die Eigenschaften der Matrix \mathbf{A} (Massenerhaltung und geschlossene Kreise) erhalten, jedoch führt der druckverlustbasierte Ansatz zu einer Reihe von Herausforderungen, so muss für eine allgemeingültige Lösung auch der Transport von Eigenschaften in Flussrichtung berücksichtigt werden (vgl. [125], [137]).

Formalismus zur Beschreibung von Verschaltungsplänen

Die Methode beinhaltet neben dem Formalismus zur einfachen Beschreibung von Verschaltungsplänen durch Matrizen einen Algorithmus zur Ableitung hydraulischer Verschaltungen in Form einer Adjazenzmatrix \mathbf{A} . Es ist anzumerken:

- **Einordnung des Verschaltungsplans in die Graphentheorie** Ein Multigraph ist ein Graph, der mehrere parallele Kanten zwischen Knoten erlaubt [114]. Ein Hypergraph ist ein generalisierter Graph, dessen Kanten mit einer beliebigen Anzahl an Knoten verbunden sein können [138]. Der beschriebene Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} ist damit ein Hypergraph und ein Multigraph.
- **Algorithmus zum Auffinden geschlossener Kreisläufe** Während Algorithmen zum Auffinden von Zyklen in Hypergraphen existieren, siehe Sárközy [139], wird hier eine einfache verzweigte Tiefensuche [127] mit Berücksichtigung der Schaltstellung von Ventilen und Pumpen umgesetzt.

In der Netzwerkanalyse der Elektrotechnik bei der graphenbasierte Methoden oft gängiger als in der Thermodynamik sind, vgl. z. B. [140] oder [109], existieren bereits Methoden zur Berechnung von Netzwerken, die den kirchhoffschen Gesetzen folgen. Diese könnten genutzt werden, um eine druckverlustbasierte Simulation zu ermöglichen. Dabei werden die kirchhoffschen Regeln und das ohmsche Gesetz durch die Matrizenprodukte $\mathbf{AI} = \mathbf{0}$ und $\mathbf{BV} = \mathbf{0}$ formuliert, wobei \mathbf{I} alle Ströme und \mathbf{V} alle Spannungen beschreibt. Eine Übersicht zur Analogie zwischen Elektrotechnik, Fluidodynamik und Thermodynamik gibt beispielsweise Rodrigues [141].

Mit der vorgestellten Methode ist es möglich, Verschaltungen formal zu beschreiben. Dies ist eine wichtige Voraussetzung für die automatische Generierung und topologische Optimierung von Verschaltungen. Zur automatischen Synthese von Verschaltungen müssen die zwei genannten Eigenschaften der Matrix \mathbf{A} berücksichtigt werden. Gelingt es, den Lösungsraum einzuschränken, könnte durch eine Optimierung von \mathbf{A} hinsichtlich einer zu definierenden Zielfunktion eine topologische Optimierung durchgeführt werden. Als zu minimierende Zielfunktion könnte beispielsweise die aufgenommene elektrische Energie gewählt werden.

7 Realisierung der erforderlichen thermischen Energieströme durch ein Sekundärkreislaufsystem

Der Analyse von Energieflüssen mit einer abstrakten Beschreibung der technischen Intention folgt in diesem Kapitel die Ableitung eines konkreten Verschaltungsplans auf ein batterieelektrisches Fahrzeug sowie die exemplarische Untersuchung von Fragestellungen, die sich in diesem Zusammenhang ergeben. Um thermische Verbraucher mit thermischen Bereitstellern zu verbinden, wird bei dem hier beschriebenen Heiz- und Kühlkonzept davon ausgegangen, dass alle Komponenten über Sekundärkreisläufe miteinander verbunden werden. Die Verteilung thermischer Energien ist damit Aufgabe eines Sekundärkreislaufsystems bestehend aus hydraulischen Komponenten wie Pumpen, Ventilen und Verbindungselementen.

7.1 Freiheitsgrade bei der Realisierung von Funktionen

In diesem Abschnitt soll bezugnehmend auf Kapitel 4 der Zusammenhang zwischen erforderlichen Energieflüssen und der Realisierung dieser durch Fluidkreisläufe diskutiert werden. Dabei bildet eine realisierte Funktion \hat{F} (Abbildung 7.1) das Pendant zur energieflussbasierten Funktion F (vgl. Abschnitt 4.2 in Kapitel 4). Eine Funktion F wird realisiert, wenn sich ein Energiefluss zwischen zwei Systemkomponenten K_n und K_m auf Grund unterschiedlicher Temperaturen der Systemkomponenten K_n und K_m einstellt.

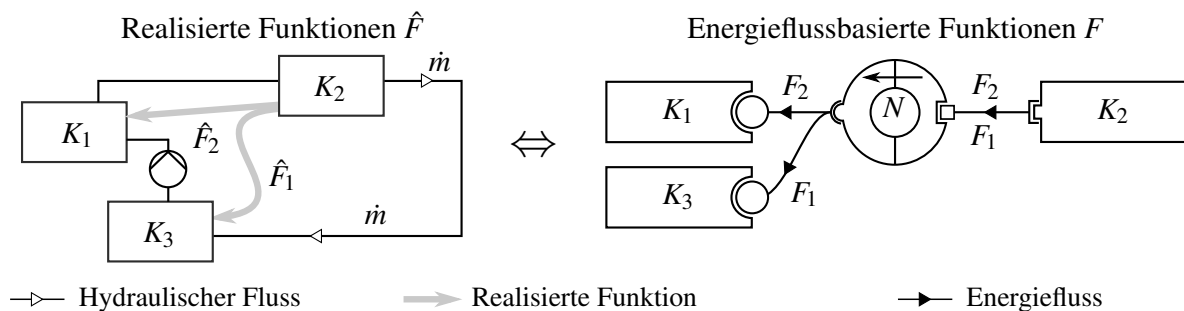


Abbildung 7.1: Realisierte Funktionen \hat{F} und energieflussbasierte Funktionen F (vgl. Kapitel 4)

Eine Eindeutigkeit zwischen Verschaltung V und realisierter Funktion \hat{F} gibt es nicht. Dies ist beispielhaft für drei Komponenten in Abbildung 7.2 dargestellt. Es wird deutlich: Bei gleicher Verschaltung können sich unterschiedliche Funktionen einstellen. Ebenso können sich bei unterschiedlichen Verschaltungen gleiche Funktionen einstellen. Es wird ebenfalls deutlich: Damit sich bei gleicher Verschaltung unterschiedliche Funktionen ergeben, müssen sich die Temperaturniveaus unterscheiden. Dies wird in Kapitel 4 bereits berücksichtigt, indem Regeln für Verbindungen zu virtuellen Knoten definiert werden. Die Erkenntnis, dass gleiche Verschaltungen zu unterschiedlichen Funktionen führen können, kann genutzt werden, um Kreisläufe zusammenzufassen und so die Systemkomplexität zu reduzieren.

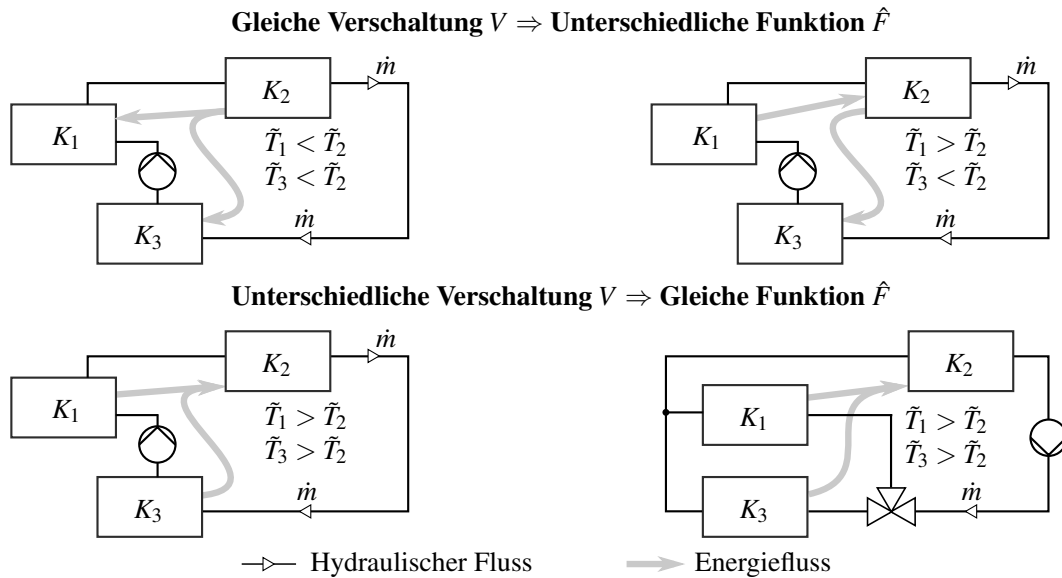


Abbildung 7.2: Zusammenhang zwischen einer Verschaltung V und der sich daraus ergebenden Funktion \hat{F} ist abhängig von den Temperaturen der Systemkomponenten \tilde{s} .

Bei der Realisierung der erforderlichen Funktion ergeben sich durch Reihenfolge und Verbindungsart (seriell vs. parallel) mehrere Möglichkeiten. In Abhängigkeit des thermischen Systemzustands \tilde{s} ergibt sich jedoch eine endliche Anzahl an sinnvollen *Verschaltungen*, die zur Erfüllung der Anforderungen führen. Bezogen auf die Minimierung der aufgenommenen elektrischen Leistung $P_{ges} = \sum P_{Verbraucher}$ ergibt sich auch eine optimale *Verschaltung* V_{opt} (Abbildung 7.3). Bezugnehmend auf die Definitionen in Abschnitt 6.1 werden die Problemstellungen beim Entwurf von Verschaltungsplan und Betriebsschema wie folgt formuliert:

Entwurf Verschaltungsplan Für den Entwurf eines Heiz- und Kühlsystems sind sinnvolle und optimale *Verschaltungen* zu identifizieren und aus diesen ein *Verschaltungsplan* V_{plan} abzuleiten, der bei möglichst geringer Komplexität so viele optimale *Verschaltungen* V_{opt} wie möglich und für jede Betriebssituation zumindest eine sinnvolle *Verschaltung* aus $V_{theoretisch}$ realisiert.

Entwurf Betriebsschema Zu jedem Zeitpunkt wählt ein zu definierendes *Betriebsschema* aus den durch den *Verschaltungsplan* V_{plan} vorgegebenen *Verschaltungen* die energetisch beste *Verschaltung* V_{opt} in Abhängigkeit des thermischen Systemzustands \tilde{s} aus.

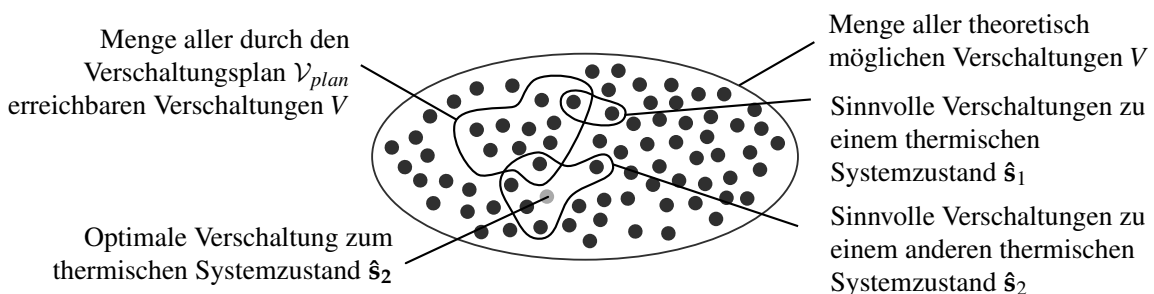


Abbildung 7.3: Optimale und sinnvolle Verschaltungen hängen vom thermischen Systemzustand \hat{s} ab. Hier ist die optimale Verschaltung durch den Verschaltungsplan nicht möglich, stattdessen muss die nächstbeste sinnvolle Verschaltung gewählt werden.

7.2 Herleitung eines Verschaltungsplans

Es ergeben sich potentiell mehrere Verschaltungspläne, die zur Erfüllung der erforderlichen Funktionen führen können. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Verschaltungsplan mit sinnvollen Funktionen basierend auf einem systematischen Ansatz hergeleitet. Die konkrete Umsetzung eines Verschaltungsplans erfolgt am Beispiel des hier untersuchten Fahrzeugs in diesem Abschnitt. Die Untersuchung von möglichen Optimierungen des Verschaltungsplans für relevante Betriebszustände erfolgt in einem zweiten Schritt. Es ist möglich, dass ein besserer Verschaltungsplan im Sinne der Energieoptimalität existiert.

Die Herleitung des Verschaltungsplans erfolgt in drei Schritten: Zunächst erfolgt die Zuweisung von Systemkomponenten zu Kreisläufen, sodass die in Kapitel 4 identifizierten Funktionen erfüllt werden. Dann erfolgt eine Vereinfachung, indem Systemkomponenten mit ähnlichen Anforderungs- und Kompensations-Eigenschaften zusammengefasst und Teilkreisläufe gebildet werden. Zuletzt werden die erforderlichen Kreisläufe durch ein Netzwerk aus Ventilen und Pumpen realisiert und so der Verschaltungsplan abgeleitet.

1. Lösungsansatz: Interpretation virtueller Knoten als Kreisläufe

Um die erforderlichen Kreisläufe nach einem systematischen Vorgehen zu ermitteln, werden die sechs in Kapitel 4 definierten virtuellen Knoten N , wie in Abbildung 7.4 dargestellt, als Sekundärkreisläufe interpretiert und so eine Zuordnung von Systemkomponenten zu Kreisläufen ermittelt. Nachfolgend werden *virtuelle Knoten* daher mit (Sekundär-)Kreisläufen gleichgesetzt. Durch die Eigenschaft, dass virtuellen Knoten eine Temperatur zugewiesen ist und nur unter bestimmten Bedingungen eine Verbindung hergestellt werden darf (siehe Abschnitt 4.3), ist sichergestellt, dass die Funktion bei diesem Vorgehen erfüllt wird.

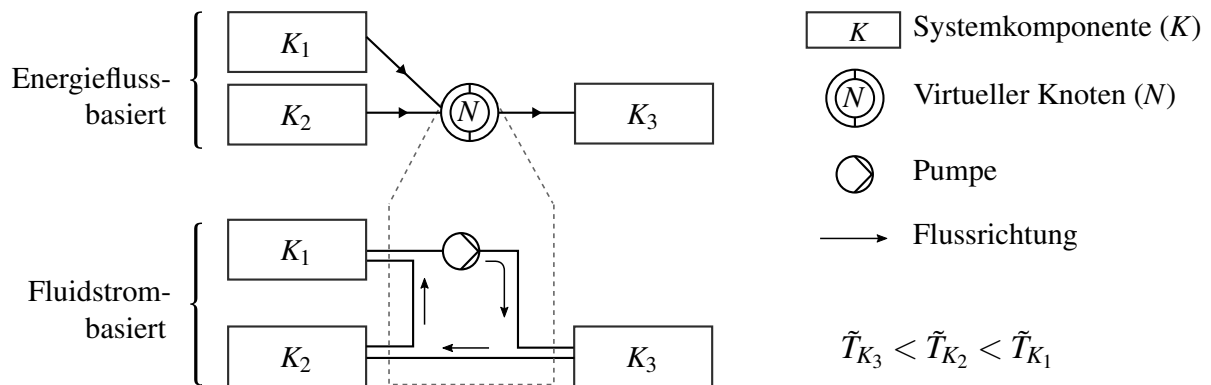


Abbildung 7.4: Eine mögliche Realisierung eines virtuellen Knotens N als Sekundärfluidkreislauf.

Basierend auf der statistischen Analyse erfolgt die Zuweisung von Systemkomponenten zu den sechs angenommenen Kreisläufen. Dazu wird hier Bezug auf Abbildung 5.8 aus Kapitel 4 genommen. Anhand der ermittelten Zuordnungshäufigkeit von Systemkomponenten zu virtuellen Knoten wird entschieden, welche Funktionen durch den Verschaltungsplan umgesetzt werden. Für eine ausführlichere Diskussion der erforderlichen Funktionen sei an dieser Stelle auf Abschnitt 5.3 verwiesen.

Abbildung 7.6 zeigt die Zuweisung von Systemkomponenten zu Kreisläufen, die sich aus den sechs virtuellen Knoten ableiten. Dabei gilt:

7 Realisierung der erforderlichen thermischen Energieströme durch ein Sekundärkreislaufsystem

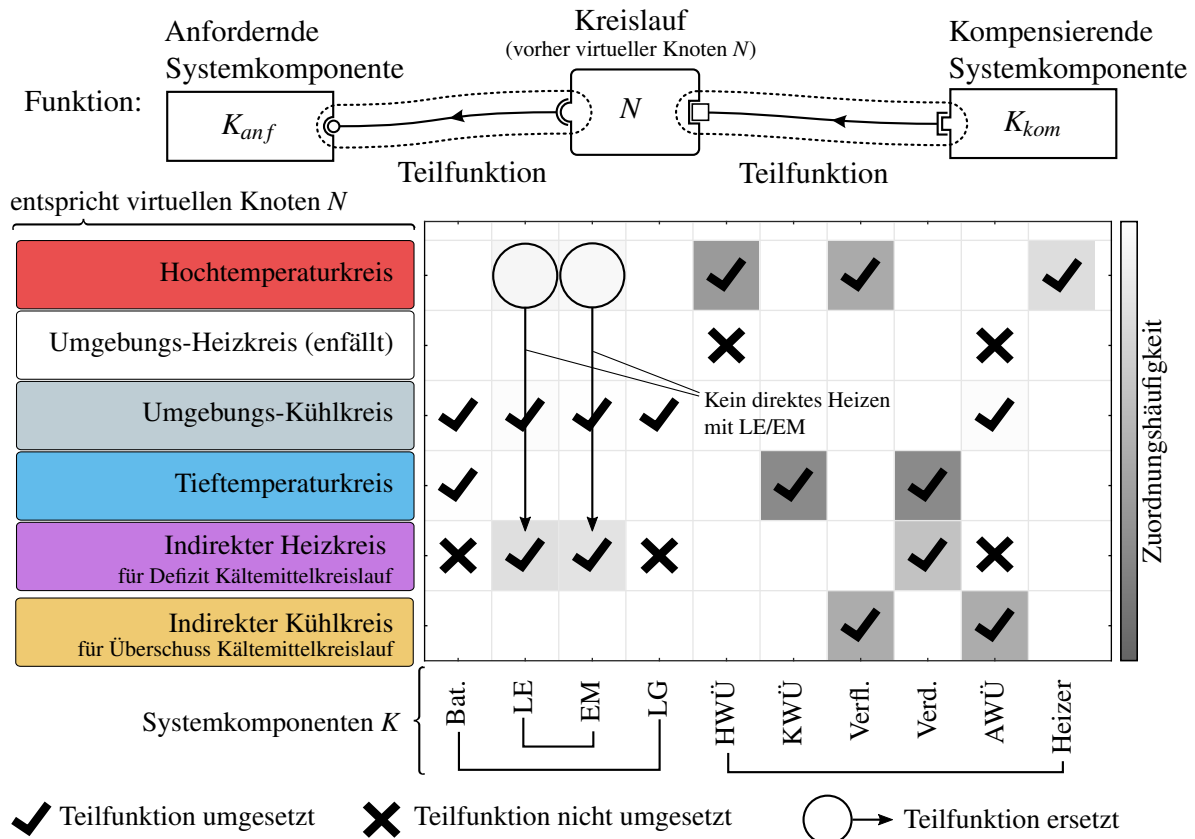


Abbildung 7.5: Umgesetzte und nicht umgesetzte Teilfunktionen basierend auf den Zuordnungshäufigkeiten von Systemkomponenten zu den sechs Kreisläufen (vgl. Abbildung 5.8 aus Kapitel 4) als Ergebnis der statistischen Analyse. Die einzelnen Kreisläufe entsprechen den sechs virtuellen Knoten N . Zur Zuordnung von Systemkomponenten zu Kreisläufen wird nicht zwischen anfordernder Teilfunktion und kompensierender Teilfunktion unterschieden.

Zugehörigkeit zu Kreisläufen durch Teilfunktionen Werden Systemkomponenten einem virtuellen Knoten zugeordnet, müssen sich diese in einem gemeinsamen Kreislauf befinden. Es spielt dabei keine Rolle, ob die Systemkomponente anfordernd oder kompensierend ist. Funktionen F werden in ihre beiden Teilfunktionen (K_{anf}, N) und (N, K_{kom}) getrennt. Da nur die Zuordnung, nicht jedoch die Ursache einer Zuordnung von Bedeutung ist, werden beide Teilfunktionen gleich behandelt.

Umsetzung und Ersetzung von Teilfunktionen In Abbildung 7.5 ist angegeben, ob eine Teilfunktion umgesetzt wird oder nicht. Des Weiteren ist angedeutet, ob eine Teilfunktion durch eine andere ersetzt werden kann.

Es ergibt sich eine weitere Anforderung, die durch die energiestromflussbasierte Analyse (bewusst) nicht berücksichtigt und an dieser Stelle behandelt wird. Für einige Systemkomponenten ist es erforderlich, dass diese kontinuierlich durchströmt werden müssen. Beispielsweise kann es im Falle der Hochvolt-Batterie ansonsten zu einer inhomogenen Temperaturverteilung innerhalb der Batterie kommen, vgl. [21]. Die gleiche Anforderung ergibt sich für die Leistungselektronik, da diese bei einer sehr geringen thermischen Masse und hohen Verlustleistungen

Vereinfachungen durch Gruppierung von Systemkomponenten

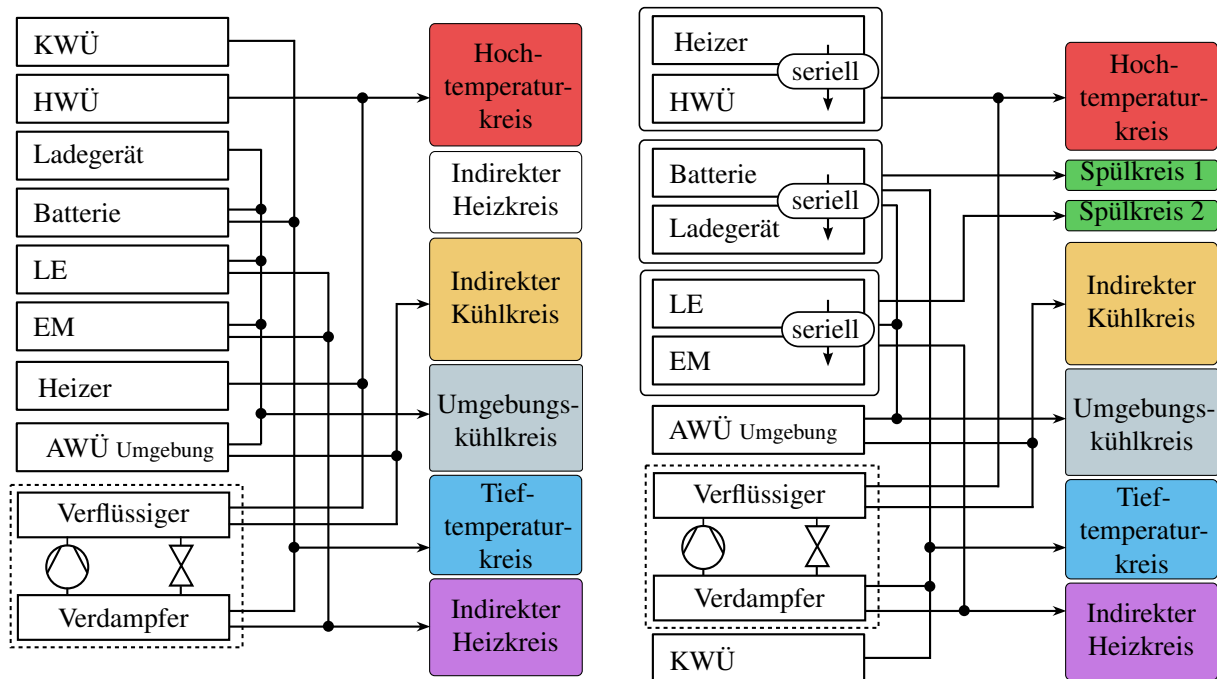


Abbildung 7.6: Zuordnung von Systemkomponenten zu Sekundärkreisläufen zur Umsetzung der erforderlichen Funktionen. Ein Spülkreislauf ist ein Kreislauf zur *kontinuierlichen* Durchströmung einer oder mehrerer Systemkomponenten (in Abbildung 7.5 nicht dargestellt).

sehr schnell überhitzen kann. Daraus folgt, dass sich diese Systemkomponenten immer in einem aktiven Kreislauf befinden müssen. Im einfachsten Fall wird dabei ein Kreislauf vorgesehen, der nur die betroffenen Systemkomponenten beinhaltet. Ein solcher Kreislauf wird als Spülkreis bezeichnet. Alle Zuordnungen von Systemkomponenten zu Kreisläufen sind in Abbildung 7.6 dargestellt.

2. Vereinfachung durch Gruppierung von Systemkomponenten

Durch die Gruppierung von Systemkomponenten soll die Komplexität reduziert werden. Auf Grund ähnlicher Temperaturanforderungen und Auftrittshäufigkeiten in gleichen Kreisläufen werden elektrische Maschine und Leistungselektronik zusammengefasst. Ladegerät und Batterie werden ebenfalls in einem Teilkreislauf zusammengefasst. Des Weiteren wird der Heizer mit dem HWÜ in einem Teilkreislauf zusammengefasst. Die Gruppierung von zwei Systemkomponenten kann seriell oder parallel erfolgen (gleiche Funktion \Rightarrow unterschiedliche Verschaltung). Hier wird eine serielle Gruppierung gewählt. Die vereinfachte Zuordnung ist in Abbildung 7.6 (rechts) dargestellt. Da viele Funktionen nicht gleichzeitig aktiv sind, können neben Systemkomponenten auch Kreisläufe zusammengefasst werden (gleiche Verschaltung \Rightarrow unterschiedliche Funktion). Aus der Anzahl an Zuordnungen zu einem Kreislauf lässt sich ableiten:

Kreislauf mit einer Systemkomponente oder einer Systemkomponenten-Gruppe Es handelt sich um den Spülbetrieb.

Kreislauf mit zwei Systemkomponenten oder zwei Systemkomponenten-Gruppen Es existiert eine Eindeutigkeit: Sind einem Kreislauf zwei Systemkomponenten beziehungsweise Gruppen von Systemkomponenten zugeordnet, werden diese durch einen Fluidkreislauf verbunden.

Kreislauf mit drei Systemkomponenten oder drei Systemkomponenten-Gruppen Es existiert eine Mehrdeutigkeit: Sind 3 Systemkomponenten oder Komponentengruppen K_1 , K_2 und K_3 mit einem Kreislauf verbunden, können diese seriell in unterschiedlicher Reihenfolge ($K_1 \rightarrow K_2 \rightarrow K_3$ und $K_1 \rightarrow K_3 \rightarrow K_2$) oder parallel ($K_1 || K_3 || K_2$) verknüpft werden.

3. Umsetzung eines Verschaltungsplans auf Basis von Mehrwegeventilen

Zur Umsetzung des Verschaltungsplans werden Mehrwegeventile angenommen, die in der Lage sind, einen Fluidstrom auf mehrere Ausgänge aufzuteilen. Abbildung 7.7 zeigt eine Ausführung eines Mehrwegeventils als Drehschieberventil. Der Aufbau als Drehschieber erlaubt es, Fluidströme zwischen benachbarten Austritten aufzuteilen. Zur Umsetzung von mehreren Drehschieberventilen als eine zentrale Ventileinheit sei auf die Patente [142], [143] und [144] verwiesen. Nachfolgend gilt die Prämisse, dass alle Ventile den gleichen Aufbau besitzen.

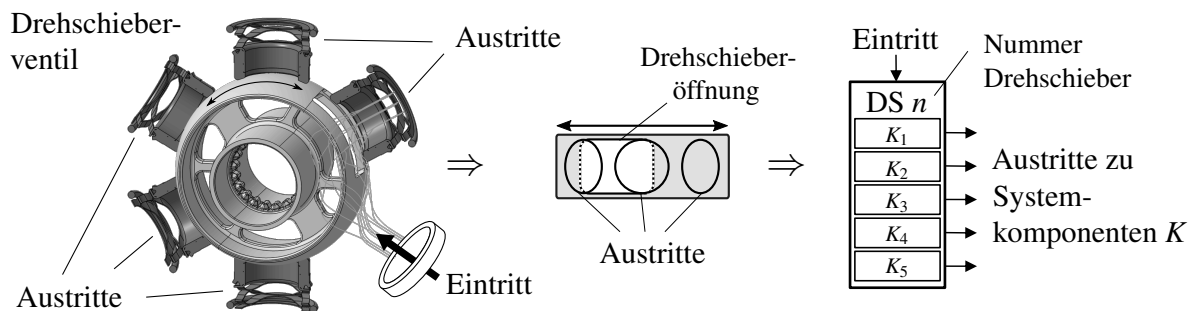


Abbildung 7.7: Aufbau eines Drehschieberventils zur Realisierung von Verschaltungsplänen durch kontinuierliche Verteilung von Fluidströmen auf mehrere mögliche Ausgänge.

Die Anordnung der (Drehschieber-)Ventile erfolgt immer nach Gruppe von Systemkomponenten. Des Weiteren wird vor jeder Gruppe von Systemkomponenten ein gedanklicher Sammelpunkt angenommen. Abbildung 7.8 zeigt das Grundprinzip. Basierend auf diesem Schema lässt sich der Verschaltungsplan vollständig ableiten, indem für jede Gruppe von Systemkomponenten die Frage beantwortet wird, welche Gruppe von Systemkomponenten mit welcher Gruppe von Systemkomponenten verbunden werden muss. Sind jeweils zwei Drehschieber-Ausgänge und zwei Sammelpunkte wechselseitig verbunden, ergibt sich ein geschlossener Kreislauf. Für AWÜ, KWÜ, Verdampfer und Verflüssiger besteht die Gruppe lediglich aus einer Systemkomponente.

Wird der aus einem Drehschieberventil austretende Fluidstrom auf zwei Pfade aufgeteilt und führen beide Pfade zurück zum Sammelpunkt, so ergibt sich ein paralleler Kreislauf. Das Prinzip der seriellen und parallelen Durchströmung von drei Systemkomponenten wird nachfolgend mehrfach genutzt, wenn mehr als zwei Gruppen von Systemkomponenten einem Kreislauf zugeordnet sind (vgl. Abbildung 7.6).

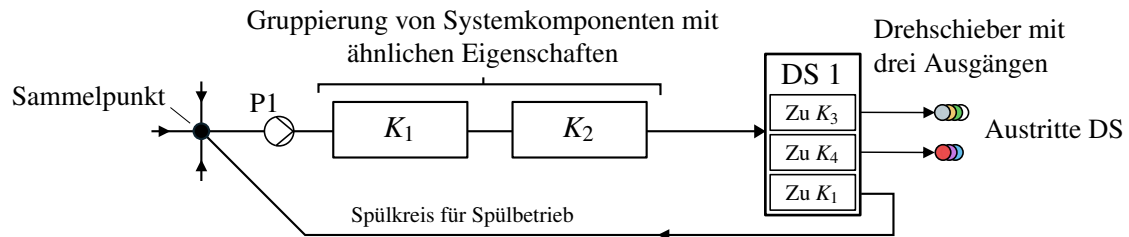


Abbildung 7.8: Darstellung des Prinzips: Sammelpunkt-Systemkomponente-Verteilventil.

Der vollständige Verschaltungsplan ist in Abbildung 7.9 dargestellt. Es ergeben sich fünf einzelne Drehschieberventile. Für die thermische Komponente KWÜ wird kein Drehschieberventil benötigt, da diese immer in Verbindung mit einem anderen Drehschieberventil und einer anderen Pumpe steht. Dies gilt auch für Heizer und HWÜ. Horizontale Linien entsprechen hydraulischen Potentialen \mathcal{P} .

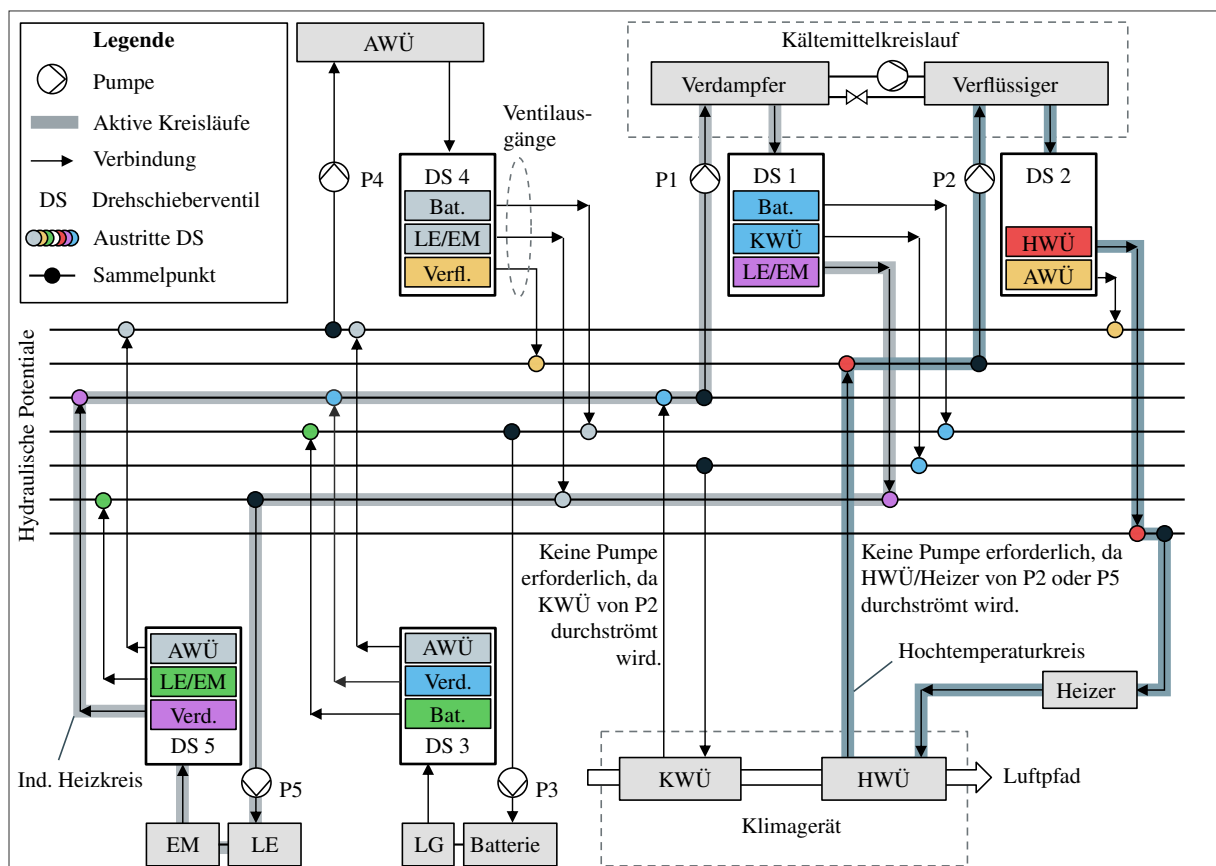


Abbildung 7.9: Verschaltungsplan zur Umsetzung der in Abbildung 7.6 beschriebenen Funktionen durch 5 Drehschieberventile. Beispielhaft dargestellt ist ein Wärmepumpenbetrieb mit zwei aktiven Kreisläufen. Horizontale Linien sind die hydraulischen Potentiale \mathcal{P} .

Platzierung von Pumpen Für die Umsetzung eines Kreislaufs ist eine Pumpe erforderlich. Es muss sichergestellt werden, dass in jedem Kreislauf mindestens eine Pumpe enthalten ist. Die Platzierung von Pumpen erfolgt hier so, dass 1.) die maximale Anzahl an Kreisläufen versorgt wird (Beispiel: P1), 2.) der Spülbetrieb ermöglicht wird (Beispiel: P3) und 3.) jeder Kreislauf mindestens eine Pumpe beinhaltet (Beispiel: P2). Für ersteres geben hier gleichfarbige Austritte eines Drehschiebers einen Hinweis darauf, wie viele Kreisläufe mit einer Pumpe versorgt werden können.

Umsetzung des Betriebsschemas Eine Verschaltung des Verschaltungsplans wird aktiv, wenn Ventile entsprechend gestellt und Pumpen entsprechend aktiviert werden. Dies geschieht in Abhängigkeit des Systemzustands durch den Steuervektor \mathbf{u} (Abschnitt 6.2). Das Stellen der einzelnen Drehschieberventile durch \mathbf{u}_V sowie die Aktivierung von Pumpen durch \mathbf{u}_P erfolgt in der Simulation über eine Wahrheitstabelle, die bei Erfüllung vorgegebener Bedingungen einen Steuervektor $\mathbf{u} = (\mathbf{u}_V, \mathbf{u}_P, \mathbf{u}_R)$ und damit eine Verschaltung auswählt. Damit wird das erforderliche Betriebsschema aus Abschnitt 6.2 umgesetzt. Die Steuerung der Aktuatoren Heizer, Verdichter, Lüfter und Expansionsventil durch \mathbf{u}_R ist ebenfalls Aufgabe des Betriebsschemas. Die Steuerung erfolgt nicht direkt über die Wahrheitstabelle, stattdessen werden durch die Wahrheitstabelle geeignete prozessnahe Regler aktiviert. Die Umsetzung des Betriebsschemas als einfache Wahrheitstabelle erlaubt es, das hier beschriebene Heiz- und Kühlsystem unter allen Randbedingungen zu simulieren. Die vollständige Wahrheitstabelle sowie eine Übersicht der prozessnahen Regler ist in Anhang D.4 aufgeführt.

7.3 Betrachtung von drei praxisrelevanten Fragestellungen

Mit dem zuvor hergeleiteten Verschaltungsplan und dem zugehörigen Betriebsschema ist es nun möglich, Simulationen durch Anwendung der in Kapitel 6 vorgestellten Methode durchzuführen. Dabei werden die Simulationsmodelle aus Anhang A und B sowie Kapitel 3 genutzt und mit dem generischen Verschaltungsmodul verknüpft. Aus Verschaltungsplan und Betriebsschema ergibt sich zu jedem Zeitpunkt die jeweils aktive Verschaltung.

Bevor die Simulation in Kapitel 8 für eine große Anzahl an Randbedingungen erfolgt, soll die Simulationmethode an Hand von drei praxisrelevanten Fragestellungen demonstriert werden. Für einen Heiz- und einen Kühlfall werden Modifikationen des Verschaltungsplans vorgenommen. Diese lassen sich durch Parametrierung mit einem angepassten Verschaltungsplan sehr einfach realisieren. Die hier betrachteten Randbedingungen werden aufgrund der vorangegangenen Analyse in Abschnitt 2.5 ausgewählt, da diese eine besonders hohe Aussagekraft besitzen.

Heizen bei 5°C und Vergrößerung der luftseitigen Wärmeübertragerfläche

Ein Klimagerät mit zwei Wasser-Luft-Wärmeübertragern bietet die Möglichkeit, beide Wärmeübertrager zum Heizen zu nutzen. Damit wird die effektive Austauschfläche vergrößert und somit der Wärmeübergang zwischen Heizfluid und einströmender Luft verbessert. Nachteilig ist der erhöhte Verschaltungsaufwand sowie die Gefahr von *Flash-Fogging* bei Dampfbildung durch Aufheizen eines Wärmeübertragers mit eingespeichertem Wasser ([145] und [146]). Abbildung 7.10 zeigt einen modifizierten Verschaltungsplan. Dieser setzt diese Funktion mit einem zusätzlichen Drehschieberventil und einem Rückschlagventil um. Die Modifikation ist mit der in Abschnitt 6.4 beschriebenen Methode durch Anpassen der Datenstruktur \mathcal{V}_{plan} sehr einfach möglich.

Abbildung 7.11 zeigt die Ergebnisse. Verglichen werden ein System mit Basisverschaltungsplan und modifiziertem Verschaltungsplan. Beim Basisverschaltungsplan wird der Fluidmassenstrom vom HWÜ direkt zum Verflüssiger zurückgeführt ($u_{V,8} = 2$). Beim modifizierten

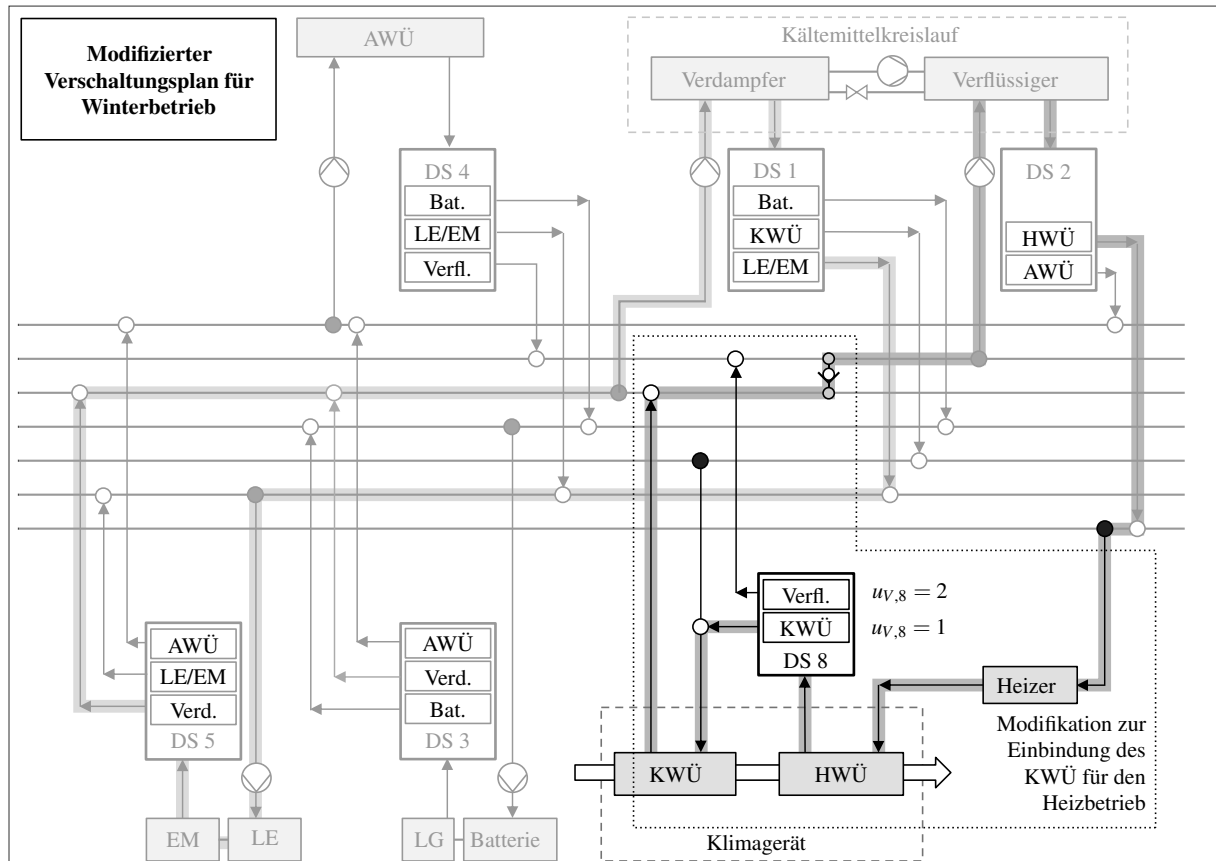


Abbildung 7.10: Angepasster Verschaltungsplan für den Heizfall zur Vergrößerung der luftseitigen Wärmeübertragerfläche mit Hervorhebung der aktiven Verschaltung.

Verschaltungsplan hingegen wird der Fluidmassenstrom vom HWÜ vollständig zum KWÜ geführt ($u_{V,8} = 1$). Die in beiden Fällen erforderliche Heizleistung wird durch die Wärmepumpenfunktion bereitgestellt. Die erforderliche quellenseitige thermische Leistung wird durch einen Kreislauf mit Leistungselektronik und elektrischer Maschine durch den Verdampfer aufgenommen. Eine Einbindung der Batterie ist nicht erforderlich.

Durch die Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche sinken die erforderlichen Temperaturen im Hochtemperaturkreislauf, insbesondere die Vorlauftemperatur des Verflüssigers $T_{sf,Verfl,ein}$ um etwa 15 K. Damit ist es möglich, den Wirkungsgrad der Wärmepumpe zu steigern. Die am Verdichter aufgenommene elektrische Energie kann um 17.6 % gesenkt werden. Es ist zu ergänzen, dass die Leistungsaufnahme am Verdampfer durch eine geringere Leistungsaufnahme des Verdichters steigen muss. Dies führt zu geringeren sekundärfluidseitigen Temperaturen vor und nach Verdampfer. Die elektrischen Antriebskomponenten werden dadurch weiter abgekühlt als im Referenzfall. Es wird keine weitere Energie von außen aufgenommen. Eine serielle Durchströmung der beiden Luftwärmeübertrager im Klimagerät im Kühlfall wird hier nicht betrachtet, ähnliche energetische Vorteile wären zu erwarten. Schwankungen und leichte Einbrüche der Leistungen zu Beginn der Simulationen lassen sich durch den Luftmassenstrom im Klimagerät erklären, da dieser im Warmlauf durch die Klimaregelung begrenzt ist.

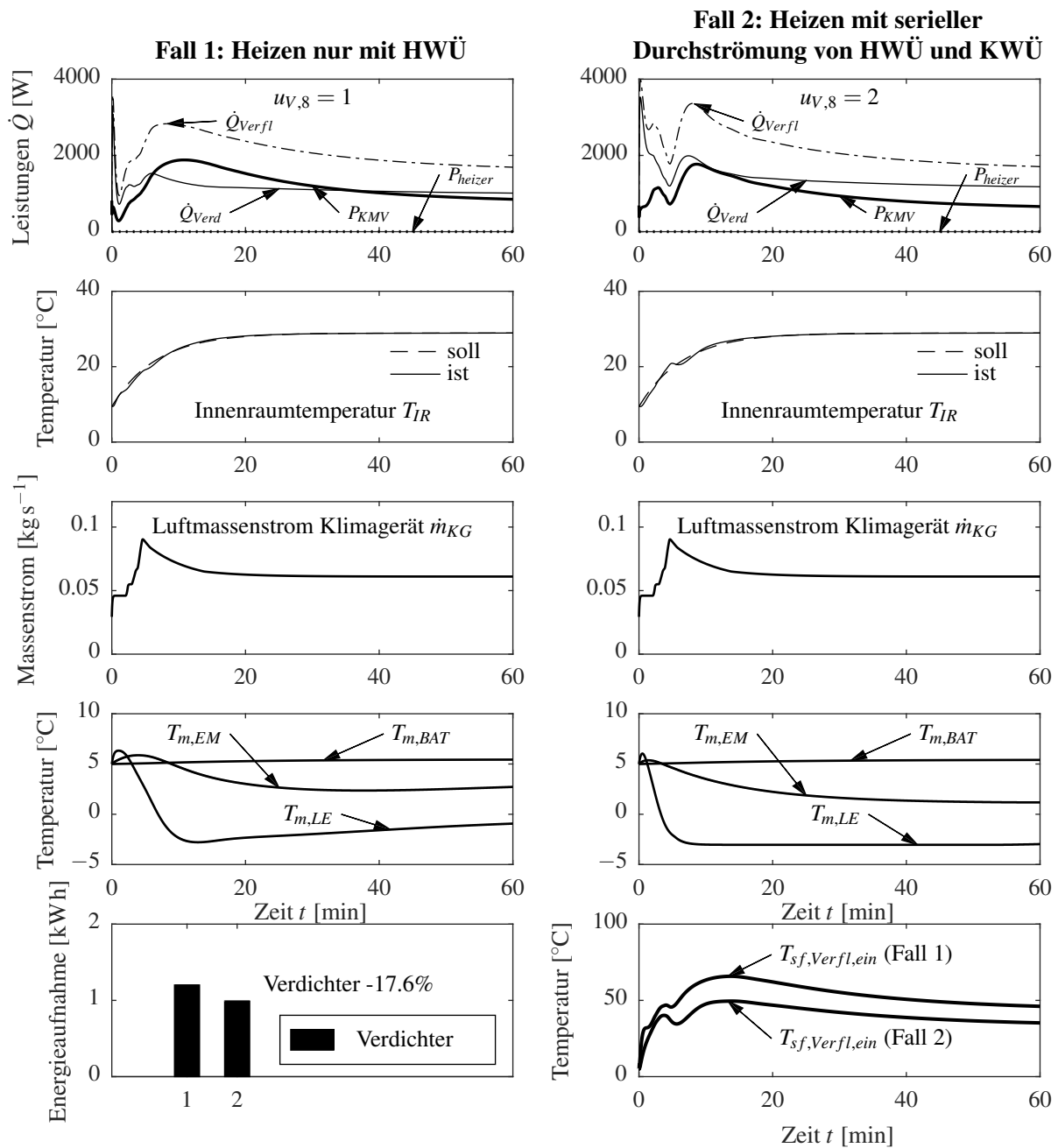


Abbildung 7.11: Vergleich der Gesamtsystemsimulation für den Heizfall mit Basisverschaltungsplan (links) und modifiziertem Verschaltungsplan mit Vergrößerung der luftseitigen Wärmeübertragerfläche (rechts).

Kühlen bei 25°C und Segmentierung des Außenwärmeübertragers

Im Sommerbetrieb kommt es zu der Situation, dass sowohl an Antriebskomponenten als auch am Verflüssiger hohe Leistungen abgegeben werden, die aus dem Heiz- und Kühlsystem abgeführt werden müssen. Das untersuchte System sieht zur Abfuhr dieser Leistung einen Außenluftwärmeübertrager vor. Bei dem hier untersuchten System führt dies dazu, dass die im Rücklauf des Außenluftwärmeübertragers erreichte Fluidtemperatur sowohl den

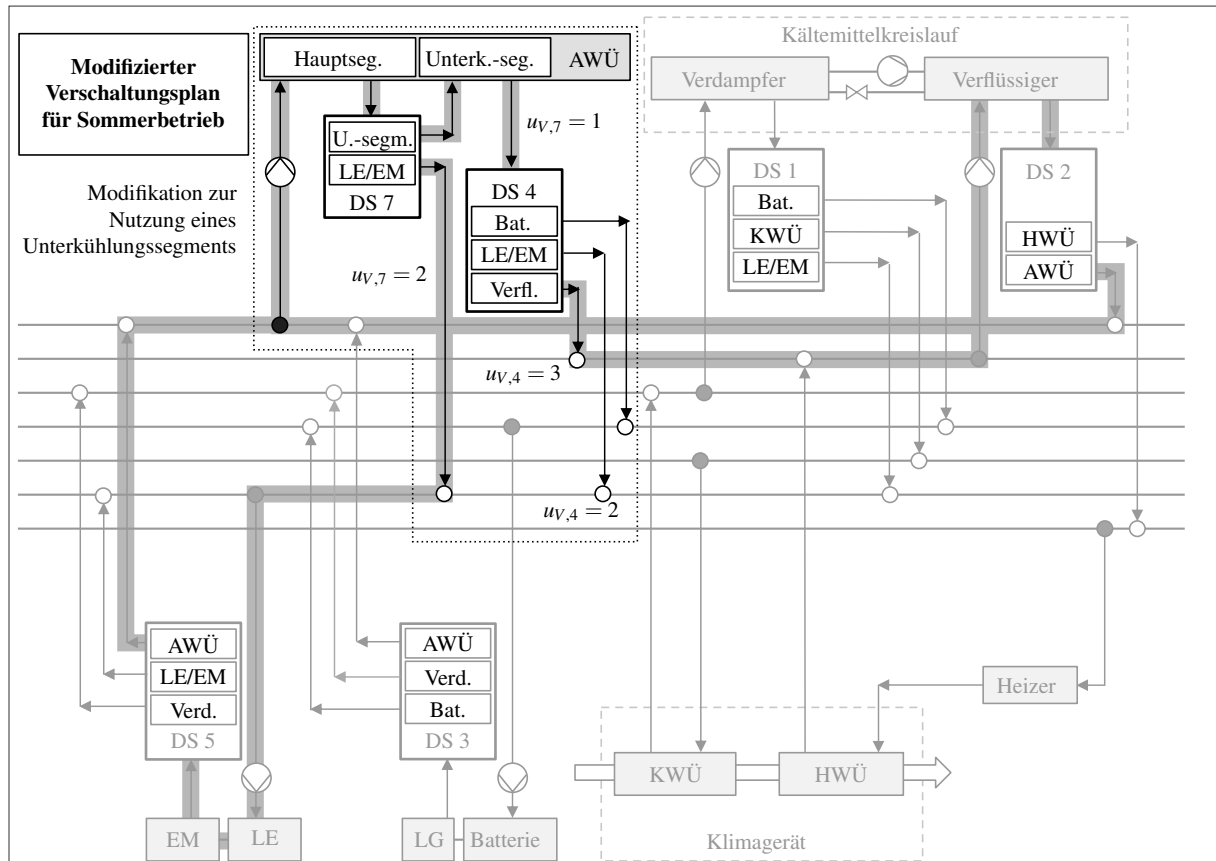


Abbildung 7.12: Verschaltungsplan angepasst mit Unterkühlungssegment zur Effizienzsteigerung des Kältemittelkreislaufs mit Hervorhebung der aktiven Verschaltung.

elektrischen Antriebskomponenten als auch dem Verflüssiger zugeführt wird. Hohe Vorlauftemperaturen am Verflüssiger resultieren wiederum in schlechtere Wirkungsgrade des Kältemittelkreislaufs.

Um möglichst tiefe Vorlauftemperaturen am Verflüssiger zu erreichen, wird daher eine Modifikation für den Sommerbetrieb vorgenommen, sodass für den Außenluftwärmeübertrager zwei Rückläufe auf verschiedenen Temperaturniveaus durch ein Unterkühlungssegment (vgl. Abschnitt 3.2) realisiert werden. Das geringere Temperaturniveau wird dabei dem Verflüssiger zur Effizienzsteigerung des Kältemittelkreislaufs zugeführt. Das höhere Temperaturniveau wird zur Kühlung der elektrischen Antriebskomponenten genutzt. Abbildung 7.12 zeigt die Umsetzung mit Hilfe der in Abschnitt 3.2 beschriebenen Segmentierung des Unterkühlungssegments und einem weiteren Drehschieberventil.

Abbildung 7.13 zeigt die Simulationsergebnisse für Basisverschaltungsplan und modifiziertes System. Bei einer vergleichbaren Kühlung der Antriebskomponenten kann die Verflüssigervorlauftemperatur $T_{sf,Verfl, ein}$ im Mittel lediglich um 0.5 K abgesenkt werden. Daraus ergibt sich eine Reduzierung der aufgenommenen Verdichterleistung um 1.3 % gegenüber dem Referenzfall mit einem Außenwärmeübertrager ohne Unterkühlungssegment. Es ergibt sich hier nur ein geringer Effizienzvorteil.

Ein genereller Vorteil des beschriebenen Systems liegt in bedarfsgerechter Nutzung der Außenwärmeübertrager-Fläche: In der Regel treten hohe Klimatisierungsanforderungen bei geringer Fahrgeschwindigkeit auf, bei denen jedoch die thermischen Verluste der Antriebskomponenten gering sind. Bei einer hohen Fahrgeschwindigkeit nehmen die Antriebsstrangverluste zu, jedoch erhöht sich auch der Luftmassendurchsatz durch den Außenwärmeübertrager. Ein vereinheitlichter Außenluftwärmeübertrager gegenüber getrennten Außenluftwärmeübertragern kann diesen Effekt ausnutzen, da keine Kühlerfläche *ungenutzt* bleibt.

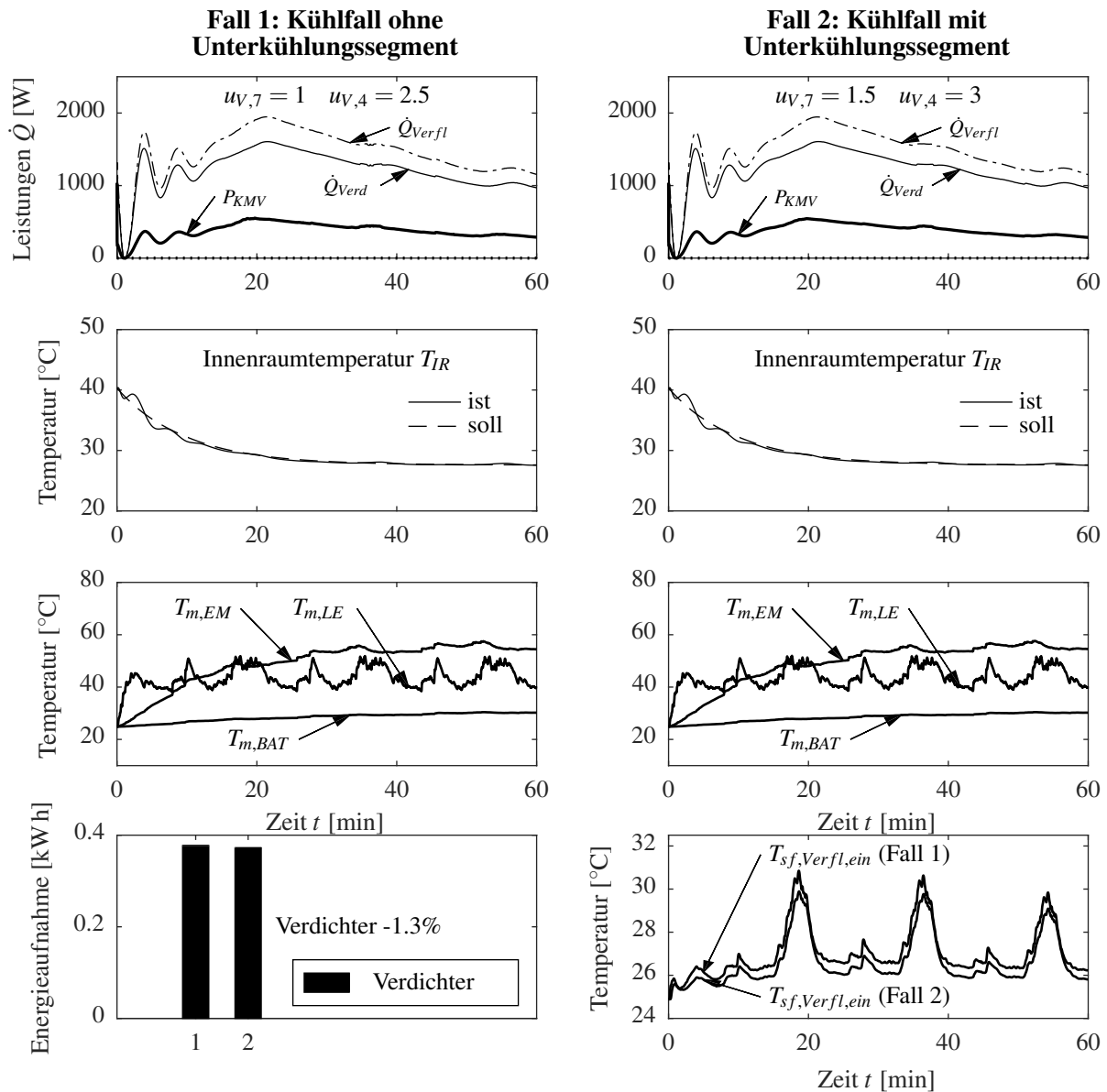


Abbildung 7.13: Vergleich der Gesamtsystemsimulation für den Kühlfall mit Basisverschaltungsplan (links) und modifiziertem Verschaltungsplan mit segmentiertem Außenwärmeübertrager (rechts).

Entfeuchten bei 15°C und Betrachtung der Defizit-Überschuss-Regelung

Nachfolgend soll exemplarisch die Regelung von Mischzuständen am Beispiel des Entfeuchtungsbetriebs diskutiert werden. Beim Entfeuchtungsbetrieb kommt es je nach Kühl- und Heizanforderung zu einer Leistungsdifferenz $\Delta\dot{Q}$ im Hochtemperaturkreislauf, wenn sowohl Soll-Temperatur nach KWÜ als auch Soll-Temperatur nach HWÜ luftseitig durch die Klimaregelung vorgegeben werden. Wird die Leistungsdifferenz nicht kompensiert, kann das System nicht in einem stationären Betriebspunkt betrieben werden (Abbildung 7.14).

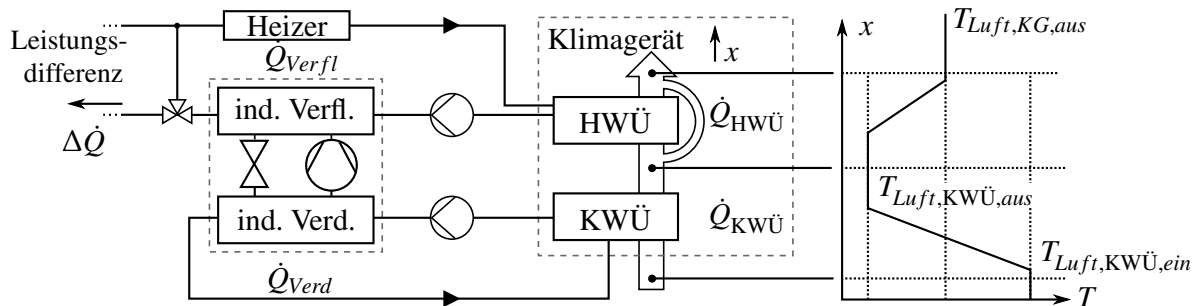


Abbildung 7.14: Sind im Entfeuchtungsbetrieb sowohl Soll-Temperatur nach KWÜ als auch Solltemperatur nach HWÜ vorgegeben, kann sich eine Leistungsdifferenz $\Delta\dot{Q}$ ergeben.

Je nach Betriebspunkt gilt $\Delta\dot{Q} < 0$, wenn zur Erhaltung des stationären Betriebs Leistung zugeführt werden muss und $\Delta\dot{Q} > 0$, wenn dazu Leistung abgeführt werden muss. Abbildung 7.15 zeigt die Leistungsdifferenz $\Delta\dot{Q}$ in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur T_{umg} für verschiedene relative Luftfeuchten ϕ_{umg} und Solarstrahlungen Φ_{fzg} basierend auf der angenommenen Klimaregelung.

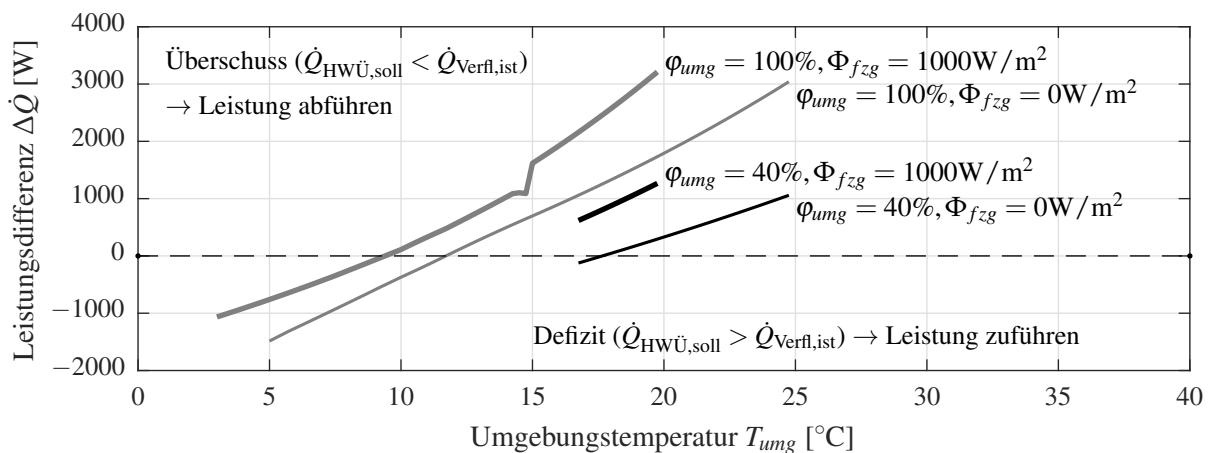
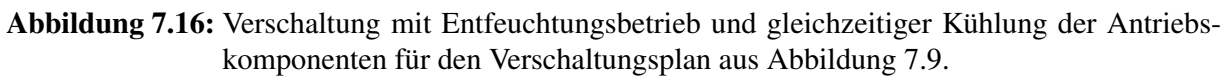


Abbildung 7.15: Stationär erforderliche Leistungsdifferenz im Entfeuchtungsbetrieb. Bei einem Überschuss muss Leistung abgeführt, bei einem Defizit zugeführt werden.



94

Mehrverbrauch von 15%. Durch geschickte Nutzung der Verlustwärmern des Antriebsstrangs könnte der Entfeuchtungsbetrieb weiter optimiert werden.

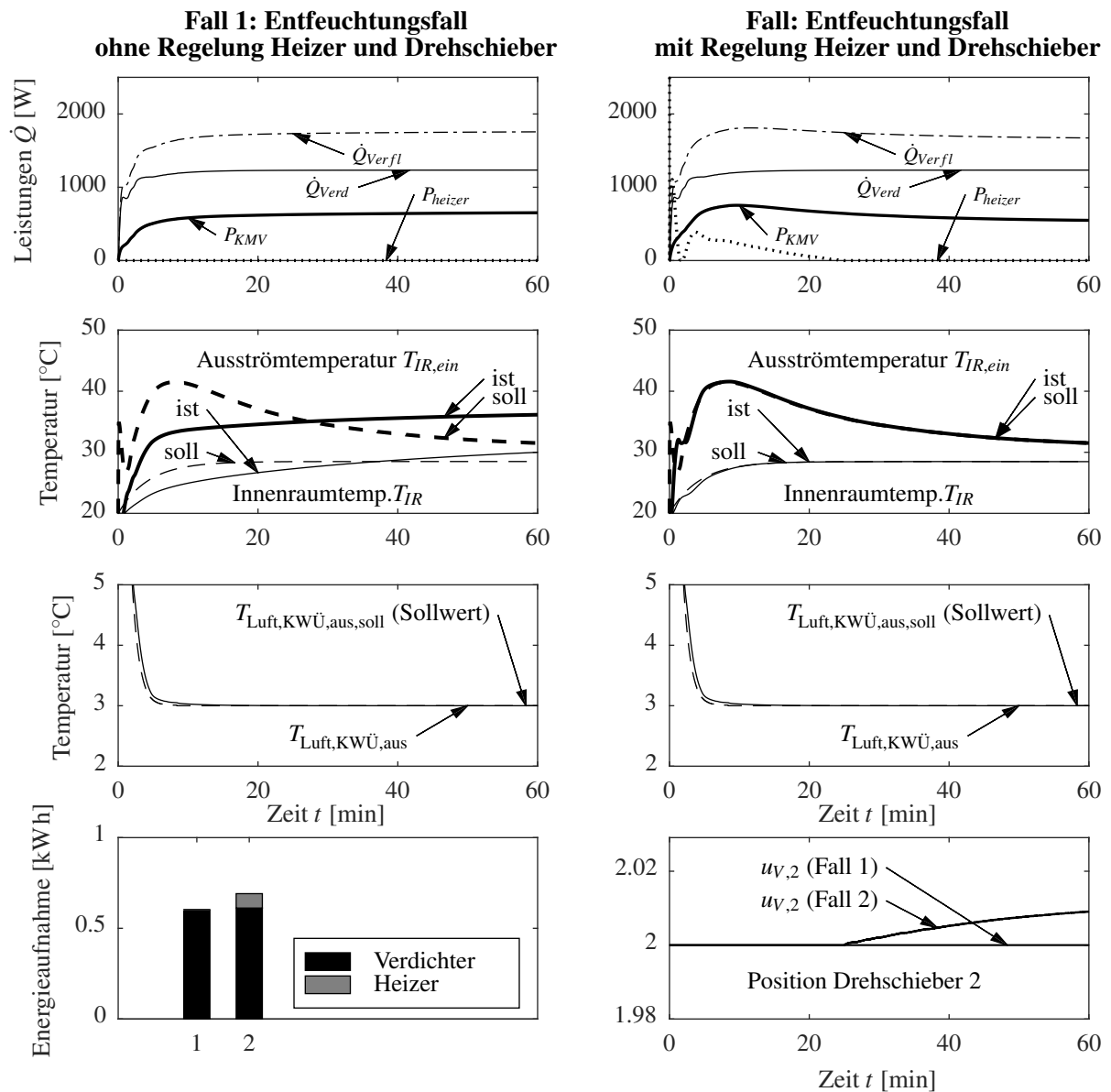


Abbildung 7.17: Vergleich des Entfeuchtungsbetriebs ohne (links) und mit (rechts) Regelung des anfänglichen Defizits mit Hilfe des Heizers und späterem Überschuss mit Hilfe des Drehschiebers 2. Ohne Regelung von Heizer und Drehschieber 2 werden die Sollvorgaben für Ausströmtemperatur $T_{IR,ein}$ und die Innenraumtemperatur T_{IR} nicht erreicht.

8 Energieflussoptimierte Integration eines thermischen Energiespeichers

Ein thermischer Energiespeicher (TES) bietet verschiedene Vorteile, insbesondere kann ein TES die elektrische Reichweite eines BEV erhöhen, indem die zum Heizen oder Kühlen erforderliche Energie in thermischer Form gespeichert wird [67]. In diesem Kapitel werden zunächst Vorüberlegungen zu Anwendung, Vor- und Nachteilen, Dimensionierung und Mehrverbrauch eines thermischen Speichers für das hier vorgestellte Heiz- und Kühlsystem angestellt. Nach Integration des TES in den bestehenden Verschaltungsplan (vgl. Kapitel 7) und Anpassung der Betriebsstrategie, folgt ein gegenüberstellender Systemvergleich eines Heiz- und Kühlsystems mit und ohne thermischen Speicher.

8.1 Anwendungen für einen thermischen Speicher

Es wird zunächst ein Überblick für Anwendungen eines ganzheitlich integrierten thermischen Speichers im hier beschriebenen Heiz- und Kühlsystem gegeben:

- **Entlastung des Heiz- und Kühlsystems:** Bereitstellung von Heiz- und/oder Kühlleistung während des Fahrbetriebs kann zur Entlastung der mobilen Wärme- und Kälteerzeugung führen [147]. Dies führt zu einer geringeren Auslastung der elektrischen Energiereserven und damit zur Erhöhung der Reichweite. Allerdings ist die entsprechende Vorkonditionierung des Systems erforderlich. Dem Speicher muss vor Fahrtbeginn mindestens soviel Wärmeenergie zugeführt beziehungsweise entzogen werden, um die das System während der Fahrt entlastet werden soll.
- **Ergänzung bezüglich der Innenraumklimatisierung:** Ergänzend zu der mobilen Wärme- und Kälteerzeugung kann der thermische Energiespeicher als Maßnahme zur Erhöhung der Heiz- oder Kühlleistung dienen. Insbesondere im instationären Hochlastbetrieb zu Beginn der Fahrt könnte der Primärenergiebedarf reduziert werden. Damit wäre auch eine leistungsreduzierte Kälteanlage denkbar, wenn zusätzliche erforderliche Energie für den Heiz- und Kühlfall gespeichert wird.
- **Ergänzung bezüglich des Antriebsstrangs:** Treten im elektrischen Antriebsstrang Lastspitzen auf, die spontan eine hohe Kühlleistung erfordern, muss dies in der Regel bei der Auslegung der entsprechenden Außenluftwärmeübertrager berücksichtigt werden. Alternativ dazu könnte ein thermischer Speicher solche kurzzeitigen Lastspitzen dämpfen. Da die Begrenzung der zur Verfügung stehenden Lufteintrittsfläche bei der Entwicklung von Kühlsystemen immer wieder zu Herausforderungen führt [40], stellt ein Speichersystem eine mögliche Ergänzung dar.
- **Rückgewinnung von Abwärme (thermische Regeneration):** Aggregate und Nebenaggregate verursachen in der Regel Wärmeverluste durch nicht-reversible Verluste bei der Verrichtung von Arbeit. Die dabei entstehende Wärme muss an die Umgebung abgeführt werden. Die vorhandene Wärmeenergie kann damit nicht mehr zurückgewonnen werden. Ein thermischer Speicher könnte alternativ dazu Verlustwärme aufnehmen.

Die Nutzbarkeit der Wärmeenergie hängt jedoch stark davon ab, ob in naher Zukunft ein Bedarf besteht (Heizen des Innenraums oder der Batterie).

- **Erhaltungsklimatisierung:** Mechanische Verdichter bei Hybrid-Fahrzeugen und konventionellen Fahrzeugen sind über den Riementrieb direkt mit dem verbrennungsmotorischen Antrieb gekoppelt. Elektrische Fahrphasen, Standphasen als auch Motorabschaltungen im Freilauf führen zur Abschaltung des Verdichters [148]. Durch einen TES könnten entfallende Kühlphasen kompensiert werden ([149], [56], [150] und [151]). Dies wird in diesem Kapitel nicht weiterverfolgt, da der Schwerpunkt auf BEVs liegt.

Die verschiedenen Einsatzmöglichkeiten werfen vor allem die Frage auf, wie das Speichersystem zu dimensionieren und in die Betriebsstrategie zu integrieren ist, um einen oder mehrere der genannten Vorteile nutzbar zu machen.

8.2 Vor- und Nachteile eines thermischen Speichers

Der thermische Speicher steht bei einem BEV in direkter Konkurrenz zu einem elektrischen Speicher, da das Heiz- und Kühlsystem in der Lage ist, gespeicherte elektrische Energie in Wärme- und Kühlleistung zu wandeln. Es stellt sich die Frage, ob an Stelle eines thermischen Speichers eine Vergrößerung der elektrischen Batterie möglich wäre. Nachfolgend sind jeweils Vorteile der beiden Speichersysteme aufgelistet:

Vorteile thermischer Speicher

- Wirtschaftlichkeit: Mögliche Vorteile können geringere Kosten in der Herstellung und eine geringere Alterung sein.
- Fahrzeugintegration: Je nach Medium sind geringere Sicherheitsmaßnahmen für den Crash-Fall im Vergleich zu einer elektrochemischen Batterie erforderlich.
- Neue Nutzungsszenarien sind denkbar (Abschnitt 8.1).

Vorteile elektrischer Speicher

- „Hochwertige“ Energieform: Der Einsatzzweck der Energie ist noch nicht auf Vortrieb, Heizen oder Kühlen festgelegt. Zudem kann Energie mit einem $COP > 1$ durch den Kältemittelkreislauf in nutzbare Wärme/Kälte umgewandelt werden.
- Einfacher Ladevorgang: Kein System zur Vortemperierung und damit verbundene Geräuschemission erforderlich. Zudem sind die Energieverluste durch Selbstentladung geringer.
- Unter Einschränkung ebenfalls als Wärmespeicher nutzbar ([64], [65]).

8.3 Dimensionierung des thermischen Speichers

Um die Rahmenbedingungen für den Einsatz eines TES einzugrenzen, werden einige Vorüberlegungen angestellt. Schwerpunkt ist dabei die Frage nach der erforderlichen zu speichernden Energiemenge und dem Temperaturniveau, bei welchem gespeicherte Energie genutzt wird.

Statistische Betrachtung der thermischen Regeneration

Um anfallende Verlustwärme zu einem späteren Zeitpunkt nutzen zu können, müssen mehrere Kriterien erfüllt sein. Zunächst muss Abwärme in ausreichendem Maße anfallen. Diese Abwärme muss dann, eine entsprechende Dimensionierung des Energiespeichers vorausgesetzt, zu einem gewissen Anteil gespeichert werden können. Des Weiteren muss die gespeicherte Energie zu einem späteren Zeitpunkt durch geeignete Isolation noch zur Verfügung stehen. Zuletzt muss ein Heizbedarf einem geladenem Energiespeicher gegenüberstehen. Darüber hinaus ist sowohl das Temperaturniveau, bei dem Abwärme entsteht als auch das Temperaturniveau, bei dem diese später genutzt wird relevant.

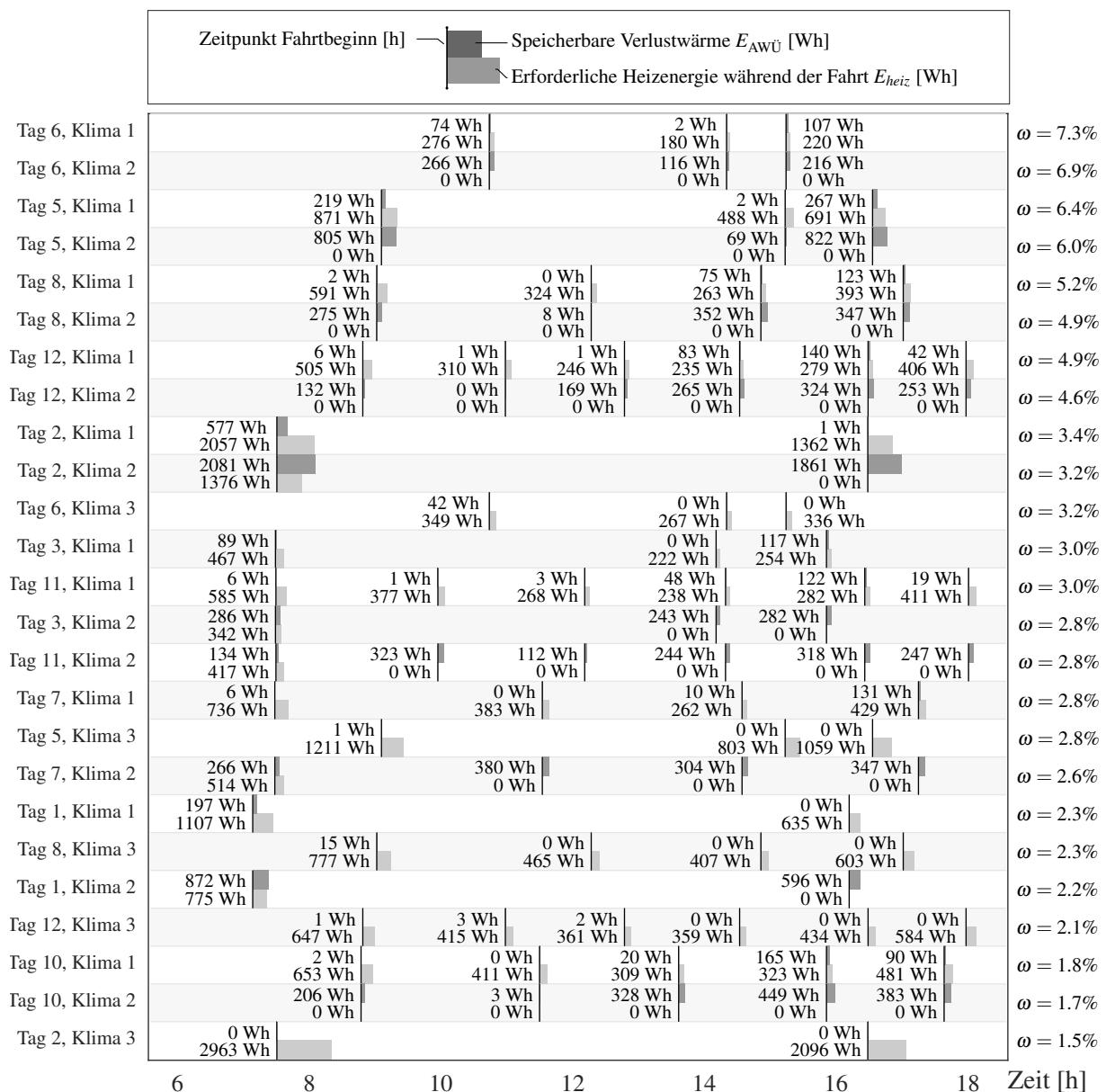


Abbildung 8.1: Gegenüberstellung speicherbarer Verlustwärme (oben) und erforderliche Heizenergie (unten) für ausgewählte Tagesverläufe je Einzelfahrt (siehe Abschnitt 5.1). Die 48 Tagesverläufe werden nach Gewichtung sortiert und nach einer kumulierten Gewichtung von 90% nicht mehr dargestellt.

Nachfolgend soll gezeigt und begründet werden, dass die thermische Regeneration für das untersuchte Fahrzeug nicht zielführend ist, jedoch für andere Antriebsarten relevant werden kann. Abbildung 8.1 stellt die speicherbare Verlustenergie $E_{AWÜ}$ der nutzbaren Energie E_{heiz} für die in Abschnitt 5.1 vorgestellten Tagesfahrzyklen gegenüber. Als speicherbare Verlustenergie wird die über den Umgebungswärmeübertrager abgeführte Energie $E_{AWÜ}$ angenommen. Es zeigt sich, dass sich selten Situationen ergeben, bei denen sowohl ausreichend Abwärme bei der vorangegangenen Fahrt anfällt und gleichzeitig Heizenergie erforderlich ist. Selbst bei idealer Isolation und ausreichender Dimensionierung kann bei keiner der 94 Einzelfahrten der Heizbedarf vollständig gedeckt werden.

Das Ergebnis lässt sich dadurch begründen, dass bei geringen Umgebungstemperaturen Energie aus den Antriebskomponenten durch die Wärmepumpe aufgenommen wird. Es kommt daher zu keiner ausreichenden Erwärmung dieser Komponenten, um speicherbare Energie abzugeben, die zu einem späteren Zeitpunkt genutzt werden kann. Dies kann sich bei PHEVs oder Brennstoffzellenfahrzeugen ändern und die thermische Regeneration, also die Speicherung von überschüssiger Verlustwärme und Nutzung zu einem späteren Zeitpunkt, könnte deutliche Vorteile bieten, da höhere Verlustwärmen anfallen. Auf Grund der geringen Vorteile bei dem hier betrachteten BEV, wird die thermische Regeneration nicht weiter betrachtet. Es wird stattdessen davon ausgegangen, dass eine geeignete Vortemperierung des thermischen Speichers vor Fahrtbeginn durchgeführt wird. Dabei wird auch die Speicherung von „Kälte“ berücksichtigt.

Statistische Analyse für einen vortemperierten Speicher

Zur genauen Bestimmung der statistisch auftretenden Energiemengen, die zum Heizen und Kühlen von Innenraum und Komponenten benötigt werden und damit durch Vortemperierung gespeichert werden müssen, wird wie im vorherigen Abschnitt eine statistische Analyse auf Basis der in Abschnitt 5.1 beschriebenen Tagesfahrzyklen durchgeführt.

Abbildung 8.2 zeigt die statistische Verteilung erforderlicher Heiz- und Kühlenergie während typischer Einzelfahrten. Es wird deutlich: Wenn eine Heizenergie $E_{heiz,90\%}$ von 0.874 kWh bereit gestellt wird, können 90% aller Einzelfahrten, bei denen Heizenergie benötigt wird, abgedeckt werden. Wird eine Kühlenergie $E_{kühl,90\%}$ von 0.615 kWh bereitgestellt, können 90% der Fahrten, bei denen Kühlenergie zur Innenraumklimatisierung erforderlich ist, abgedeckt werden. Zusätzlich ist im Sommer Kühlenergie zur Kühlung der Batterie erforderlich. Die Kühlenergie zur Kühlung der Batterie wird nur dann berücksichtigt, wenn die erforderliche Vorlauftemperatur zur Kühlung der Batterie kleiner als die Umgebungstemperatur ist und somit eine aktive Kühlung der Batterie durch den Kältemittelkreislauf erforderlich ist. Zur Abdeckung von 90% ergibt sich diese zu $E_{BAT,90\%} = 0.094 \text{ kWh}$ (ca. 15% der gesamten Kühlenergie). Die Kühlenergie, die durch einen thermischen Speicher sowohl zur Innenraumkühlung als auch zur Batteriekühlung bereitgestellt werden müsste, ergibt $E_{kühl,90\%,ges} = 0.709 \text{ kWh}$ (81% der Heizenergie).

Es wäre jedoch irreführend, an dieser Stelle anzunehmen, dass mit einem Speichersystem, welches in der Lage wäre, die erforderliche Heiz- und Kühlenergie zu speichern, 90% der erforderlichen Heiz- und Kühlenergie abgedeckt werden können, da hierzu ebenfalls die Temperatur, bei der die entsprechende Kühl- beziehungsweise Heizleistung entnommen wird, berücksichtigt werden muss. Dazu sind in Abbildung 8.3 die statistischen Verteilungen der

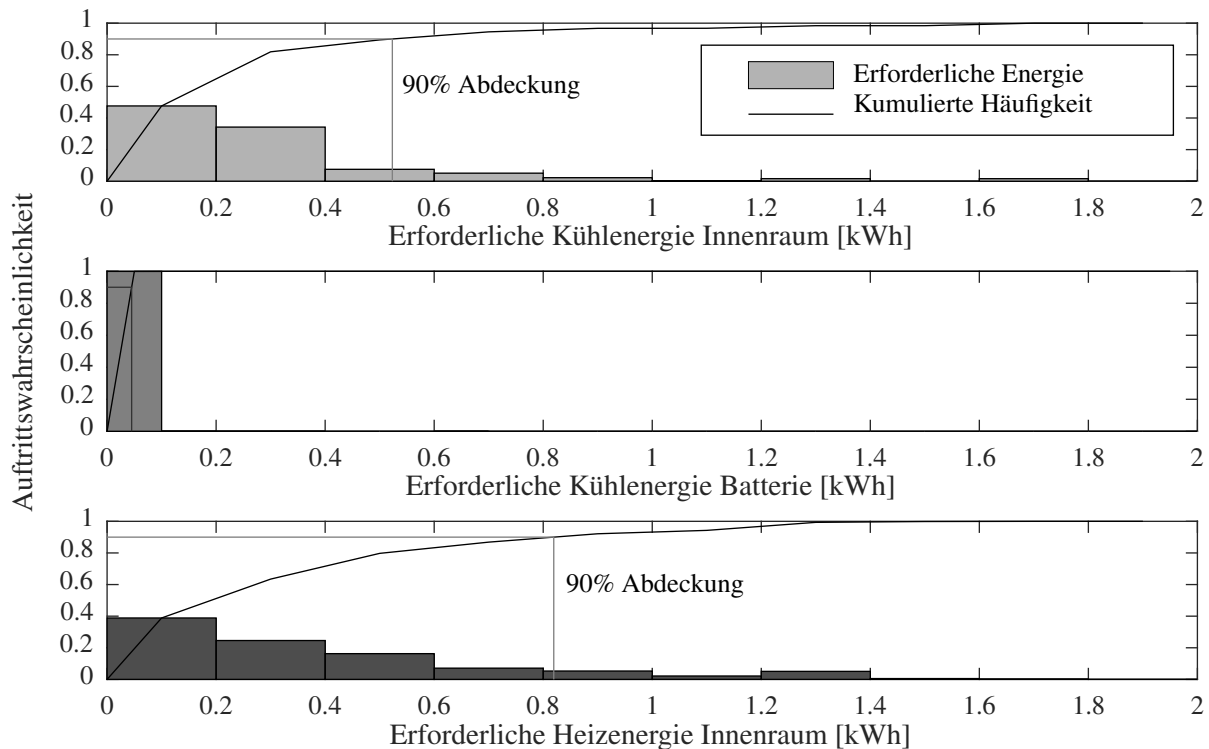


Abbildung 8.2: Häufigkeiten erforderlicher Heiz- und Kühlenergien von Innenraum und Batterie während Einzelfahrten basierend auf Simulationen der 48 Tagesfahrzyklen mit repräsentativem Nutzungsverhalten und Klimadaten der USA (vgl. Abschnitt 5.1).

erforderlichen Vorlauftemperaturen der beiden Wärmeübertrager des Klimageräts dargestellt. Die Ergebnisse stammen aus der Analyse in Kapitel 5. Die erforderlichen Vorlauftemperaturen der Batterie können daher nicht angegeben werden.

Bei der Kühlung des Innenraums liegen 95% aller Vorlauftemperaturen zwischen -3°C und 32°C . Zur Luftentfeuchtung sind mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit Vorlauftemperaturen von ca. -3°C bis 5°C erforderlich. Die hohen Vorlauftemperaturen ergeben sich im Kühlfall aus den Anforderungen zur Erhaltung der Innenraumtemperaturen und berücksichtigen auch den instationären dynamischen Verlauf der Temperatur. Zur Vermeidung von Geruchsbildung durch unzureichende Entfeuchtung der Luft können in der Praxis geringere Vorlauftemperaturen erforderlich sein. Die Verteilung der Vorlauftemperaturen zum Heizen erstreckt sich zwischen ca. 25°C und 80°C . Die statistische Verteilung erforderlicher Vorlauftemperaturen zur Kühlung der Batterie ist hier nicht angegeben, es lässt sich jedoch festhalten, dass diese immer unterhalb der maximal zulässigen Batterietemperatur von 35°C liegen muss.

Aus den statistischen Daten zur erforderlichen Vorlauftemperatur der Wärmeübertrager des Klimageräts geht hervor, dass in vielen auftretenden Fällen eine Vorlauftemperatur knapp über 0°C erforderlich ist. Wird die Unterkühlung des Mediums technisch unterbunden, ist Wasser mit einem Schmelz- und Gefrierpunkt bei 0°C für diese Fälle ein geeignetes Medium. Damit bestätigt sich, dass Wasser ein aussichtsreiches Speichermedium darstellt. Der Einsatz eines vortemperierten thermischen Speichers wird als zielführendes Konzept weiter untersucht.

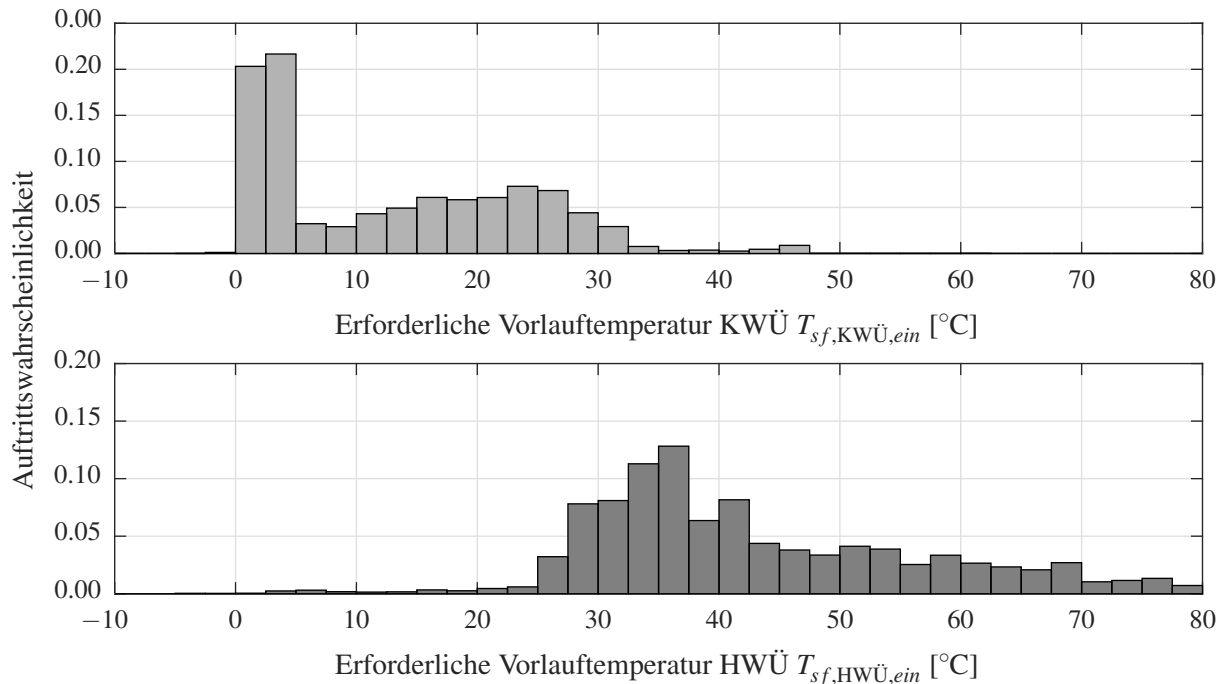


Abbildung 8.3: Häufigkeit der erforderlichen Vorlauftemperaturen für die Innenraumwärmeübertrager KWÜ und HWÜ bei angenommenen Massenströmen \dot{m}_{sf} von 200 g s^{-1} .

Auswirkung des Mehrgewichts auf den elektrischen Verbrauch

Durch den Einsatz eines thermischen Speichers, kann ein erhebliches Mehrgewicht entstehen. Dieser kann dazu führen, dass die durch den thermischen Speicher erzielten Vorteile durch einen entsprechenden Mehrverbrauch wieder zunichte gemacht werden. Mit Hilfe des Fahrleistungsmodells wird dazu für die drei CADC-Zyklen (*Common Artemis Driving Cycle*) jeweils eine zusätzliche Masse von 10, 20 und 30 kg angenommen und der elektrische Verbrauch verglichen. Die Simulationsergebnisse sind in Tabelle 8.1 dargestellt. Als Referenz sind Ergebnisse der drei Zyklen ebenfalls ohne zusätzliche Masse angegeben.

Fahrzyklus	Verbrauch in kWh/100km bei +x kg				Gewichtung*
	0kg	10kg	20kg	30kg	
Artemis Autobahn 130	14.91	14.93	14.96	14.99	0.11
Artemis Überland	9.95	9.98	10.01	10.04	0.21
Artemis Stadt	11.76	11.81	11.86	11.91	0.68

* Gewichtung gemäß der in einem Pkw in Deutschland zurückgelegten Streckenkilometer [55]

Tabelle 8.1: Verbrauch in kWh/100km durch zusätzliches Gewicht des thermischen Speichers.

Es kann ein linearer Zusammenhang zwischen Mehrgewicht und Mehrverbrauch angenommen werden. Der mittlere Mehrverbrauch pro Kilogramm Mehrgewicht ergibt sich damit zu 2.77 Wh/kg/100km im Zyklus Artemis Autobahn 130, zu 2.97 Wh/kg/100km im Zyklus Artemis Überland und zu 4.99 Wh/kg/100km im Zyklus Artemis Stadt. Wird eine Aufttrittsgewichtung entsprechend [55] angenommen, ergibt sich der mittlere Mehrverbrauch zu 4.32 Wh/kg/100km . Bezogen auf einen mittleren gewichteten Gesamtverbrauch von 11.72 kWh/100km folgt somit ein Mehrverbrauch von 0.37% pro 10 kg Mehrgewicht. Bei

einer Batteriekapazität von 24.2kWh ergibt sich ein theoretischer Reichweitenverlust von 0.73 km pro 10kg Mehrgewicht (0.36%). Angesichts der zu erwartenden Vorteile erscheint der Mehrverbrauch gerechtfertigt. Bei den hier durchgeführten Simulationen wird das Mehrgewicht zur Gesamtmasse des Fahrzeugs addiert und somit berücksichtigt.

8.4 Anpassung Verschaltungsplan und Betriebsschema

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen zum Einsatz des thermischen Speichers, folgt die Anpassung des in Kapitel 7 vorgestellten Verschaltungsplans, sodass dieser die erforderlichen Funktionen erfüllt. Es soll dabei eine ganzheitliche Integration des thermischen Speichers erfolgen. Das heißt, dass dieser je nach Vortemperierung sowohl zum Heizen, als auch zum Kühlen eingesetzt werden kann. Des Weiteren soll für den Kühlfall sowohl eine direkte und als auch eine indirekte Prozessführung möglich sein (siehe auch Abschnitt 3.4). Der thermische Speicher kann somit zur direkten Kühlung des Innenraums als auch zur indirekten Kühlung mit aktiver Kältemaschine unter Aufwendung einer geringen Verdichterleistung betrieben werden. Zudem muss der Speicher über das mobile Heiz- und Kühlsystem vortemperiert werden können.

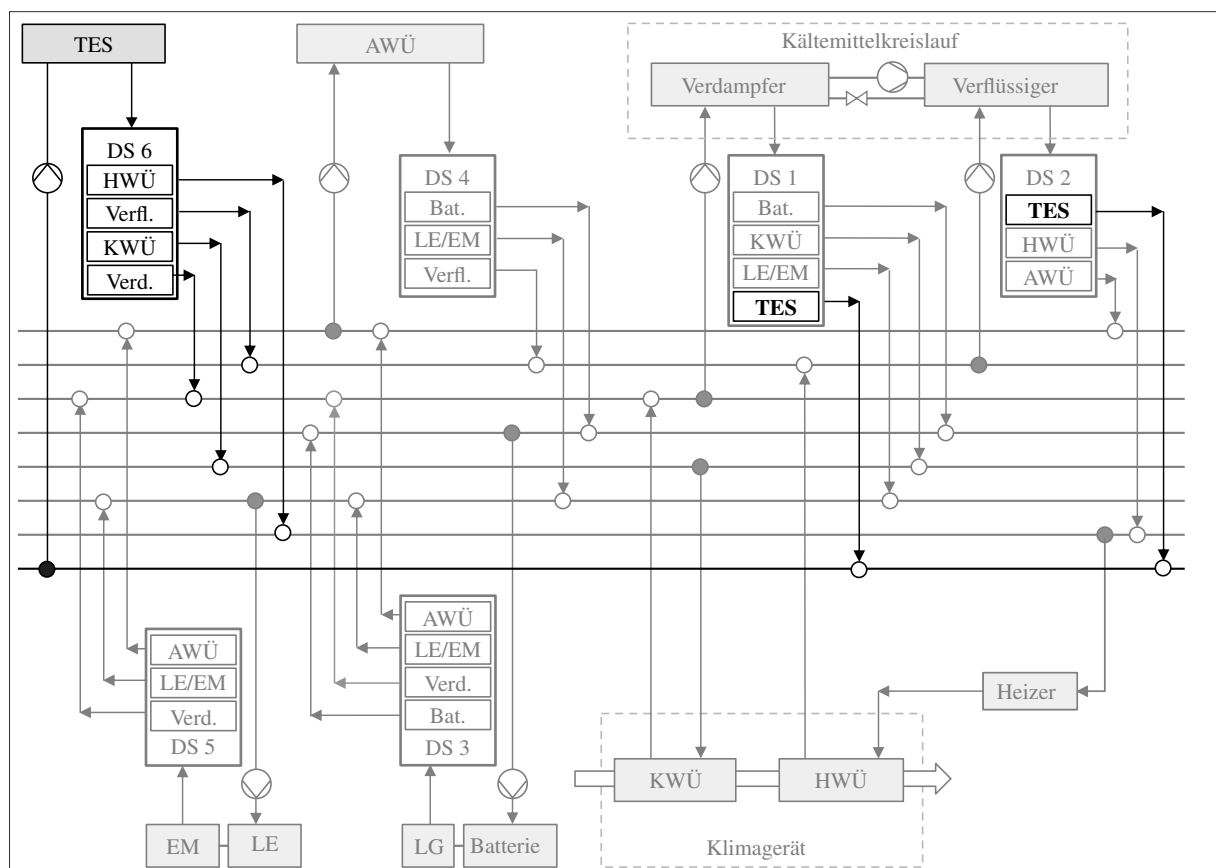


Abbildung 8.4: Erweiterter Verschaltungsplan mit ganzheitlicher Integration eines thermischen Energiespeichers (TES).

Analog zu dem in Abschnitt 7.2 erarbeiteten Verschaltungsplan, zeigt Abbildung 8.4 einen erweiterten Verschaltungsplan, der die beschriebenen Funktionen realisiert. Das in dieser Arbeit beschriebene neuartige Heiz- und Kühlsystem erlaubt die einfache Integration neuer

Komponenten auf Basis eines einheitlichen Schemas (Abschnitt Kapitel 7.2) zur Beschreibung und Realisierung von Verschaltungsplänen. Es zeigt sich auch, dass die nachträgliche Integration einer neuen Komponente deutlich einfacher ist als bei verteilten Heiz- und Kühlsystemen, da lediglich ein weiteres Drehschieberventil hinzugefügt wird und zwei Zuflüsse von bestehenden Drehschiebern (1 und 2) zum thermischen Energiespeicher ergänzt werden.

Die Betriebsstrategie wird derart angepasst, dass der thermische Speicher beim Heizen so lange genutzt wird, bis eine wärmere Quelle vorliegt (elektrische Antriebskomponenten oder Umgebung) und beim Kühlen solange passiv genutzt wird, wie dieser die erforderliche Kühlleistung erbringen kann. Ist dies nicht mehr der Fall, wird der indirekte Verflüssiger mit Hilfe des thermischen Speichers gekühlt. Um eine zu hohe Kühlleistung regulieren zu können, wird ein regulierbares Bypass-Ventil für den thermischen Speicher vorgesehen (nicht eingezeichnet). Alternativ wäre eine Reduktion der Durchflussrate denkbar. Eine tabellarische Übersicht über Regler und Betriebsstrategie ist in Anhang D.4 gegeben.

8.5 Reichweitenanalyse mit Berücksichtigung der klimaabhängigen Unsicherheit

Die Haupteinflussgröße auf den elektrischen Verbrauch von mobilen Heiz- und Kühlsystemen stellt die Umgebungstemperatur dar [8]. Es folgt der Vergleich der Energieverbräuche und der daraus resultierenden Reichweitenverluste in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_{umg} für ein Heiz- und Kühlsystem mit und ohne thermischen Speicher. Dazu wird die Leistungsaufnahme des Heiz- und Kühlsystems für die Umgebungstemperaturen von -20°C bis 40°C in 5°C -Schritten ermittelt.

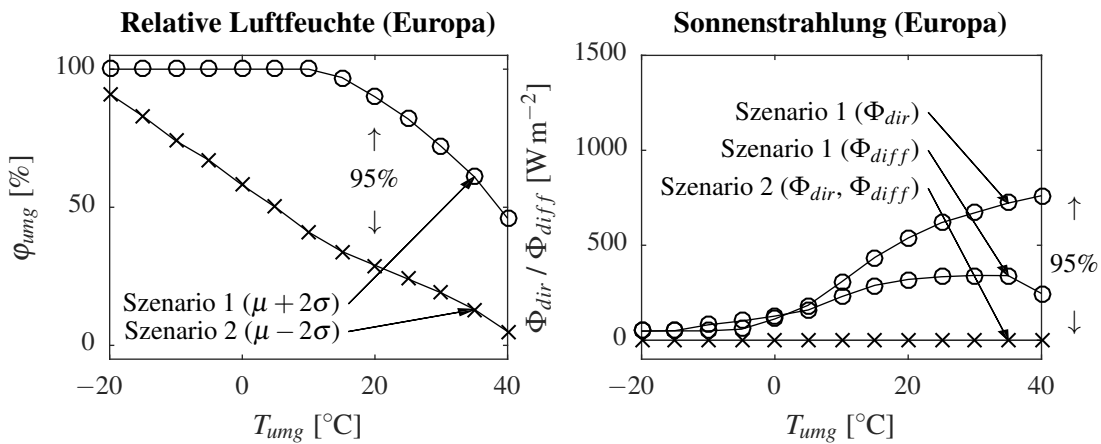


Abbildung 8.5: Definition der zwei Testszenarien basierend auf fahrtengewichteten Klimaverteilungen für Europa. Mindestens 95% aller statistisch auftretenden Fälle liegen zwischen den Randbedingungen, die durch Szenario 1 und 2 definiert sind.

Um den Einfluss von relativer Luftfeuchte und Solarstrahlung zu berücksichtigen, werden zwei Szenarien definiert (Abbildung 8.5). Dabei werden bei jeder Umgebungstemperatur jeweils relative Luftfeuchte und Solarstrahlung so gewählt, dass mindestens 95% aller auftretenden Fälle zwischen den definierten Werten liegen. Als Datenbasis wird die in Abschnitt 2.1 beschriebene NHTS genutzt. Da die fahrtengewichtete Luftfeuchte einer Normalverteilung folgt, wird für Szenario 1 eine Luftfeuchte von $\mu + 2\sigma$ angenommen, für Szenario 2 eine

Luftfeuchte von $\mu - 2\sigma$. Damit liegen 95% aller auftretenden Luftfeuchten bei einer gegebenen Temperatur T_{umg} zwischen der Luftfeuchte aus Szenario 1 und Szenario 2. Für die Sonnenstrahlung wird für Szenario 2 eine Solarstrahlung von 0 W angenommen, für Szenario 1 wird die Solarstrahlung gewählt, bei der 95% aller fahrtengewichtet auftretenden solaren Strahlungen geringer sind als die gewählte Strahlung. Aus energetischer Sicht des Kühlfalls kann damit Szenario 1 als *Worst-Case*-Szenario betrachtet werden, da sowohl der Erwärmung des Fahrzeugsinnenraums durch eine hohe Solarstrahlung entgegengewirkt werden muss, als auch die Luftentfeuchtung die größtmögliche thermische Energie erfordert. Szenario 2 stellt für den Kühlfall ein *Best-Case*-Szenario dar. Ebenfalls wird ein Szenario mit den Erwartungswerten für Luftfeuchte und Solarstrahlung definiert (nicht dargestellt). Um zu einer Gesamtaussage zu gelangen, kann der energetische Vorteil bei den jeweiligen Temperaturen mit der Auftrittshäufigkeit gewichtet werden. Diese sind in Anhang D.2 dargestellt.

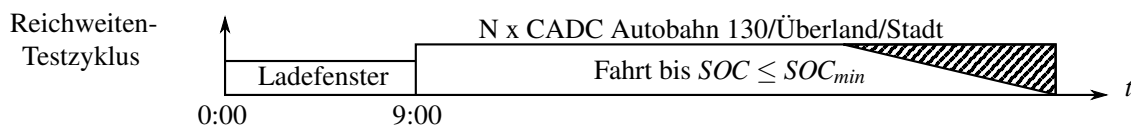


Abbildung 8.6: Angenommener Testzyklus für den Reichweitentest.

Um den umgebungstemperaturabhängigen Reichweitenvorteil eines Heiz- und Kühlsystems mit thermischem Speicher zu ermitteln, werden die beschriebenen klimatischen Szenarien mit dem in Abbildung 8.6 dargestellten Nutzungsverhalten kombiniert. Für einen Reichweitentest wird je nach Szenario ein CADC-Zyklus ausgewählt und solange wiederholt, bis der minimale Ladezustand der Batterie erreicht ist. Während des gekennzeichneten Ladefensters wird angenommen, dass das Fahrzeug mit dem Netz verbunden ist. Während dieser Zeit kann die Batterie geladen werden und eine Vortemperierung des TES stattfinden. Die Auswahl des CADC-Zyklus erfolgt so, dass Fälle hoher Heiz- oder Kühllast mit einer Stadtfahrt sonst mit einer Autobahnfahrt gerechnet werden. Das Erwartungswert-Szenario wird immer mit einer Überlandfahrt simuliert.

Bevor die temperaturabhängige Reichweitenanalyse vorgestellt wird, sollen nachfolgend beispielhaft zwei Simulationen diskutiert werden. Abbildung 8.7 zeigt die Simulationsergebnisse für einen Heizfall bei -10°C und einen Kühlfall bei 35°C nach einstündiger Konditionierung des Innenraums. Der TES wird jeweils auf 80°C und -10°C vortemperiert. Neben den Leistungen sind Innenraumtemperatur T_{IR} und mittlere Temperatur des thermischen Speichers T_{TES} dargestellt. Für den Heizfall wird der TES als Wärmequelle für die Wärmepumpe genutzt. Nach 40 Minuten erreicht die mittlere Temperatur des TES den Gefrierpunkt und kann für weitere 20 Minuten als Wärmequelle für die Wärmepumpe genutzt werden. Verdampferleistung und entnommene Leistung aus dem TES stimmen näherungsweise überein. Für den Kühlfall wird der TES für 20 Minuten zur direkten Kühlung des Innenraums genutzt. Danach muss der Kältemittelkreislauf zur Bereitstellung der erforderlichen Kühlleistung aktiviert werden. Für weitere 20 Minuten kann der TES zur Kühlung des Verflüssigers und damit zur Effizienzsteigerung genutzt werden. In den letzten 20 Minuten bietet der TES keinen Vorteil und bleibt ungenutzt, stattdessen wird die Kondensationsleistung an die Umgebung abgeführt.

Es werden jeweils 13 Simulationen zwischen -20°C und 40°C für Szenario 1, Szenario 2 und ein Erwartungsszenario jeweils für ein Heiz- und Kühlsystem mit und ohne TES durch-

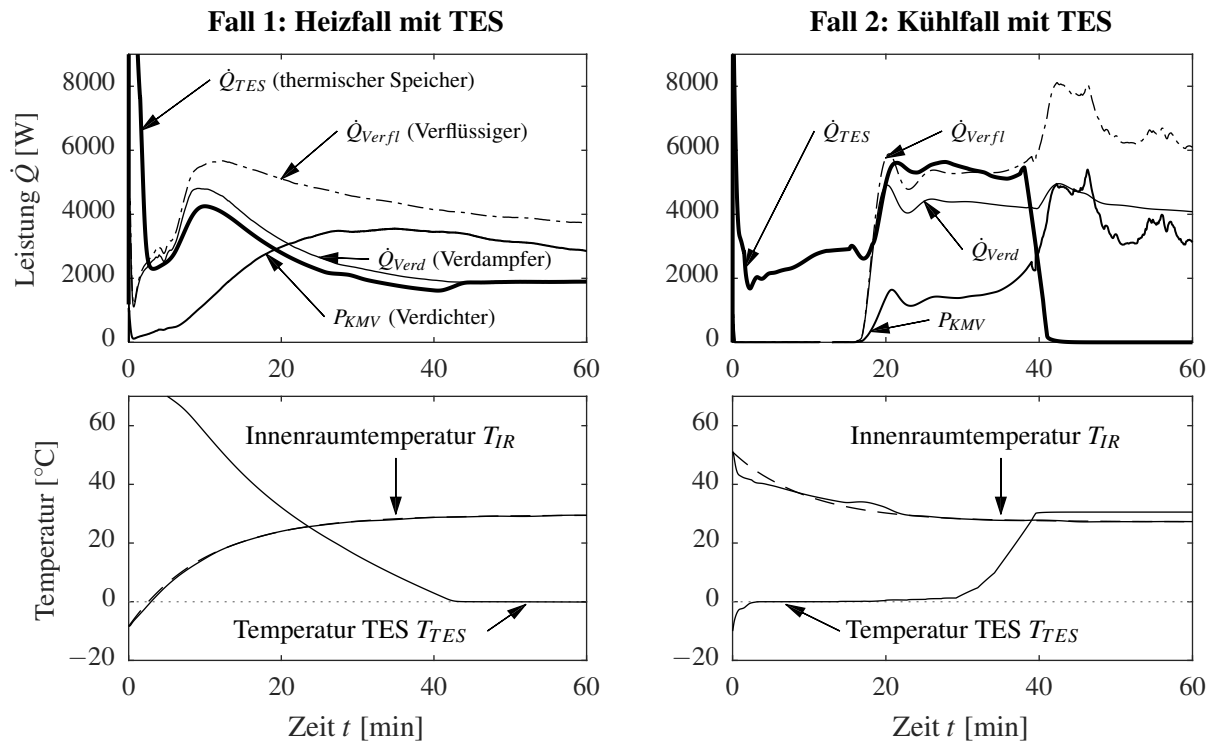


Abbildung 8.7: Simulationsergebnisse für einen Aufheizfall bei $T_{umg} = -10^\circ\text{C}$ mit einem auf 90°C vortemperierten TES und einen Abkühlfall bei $T_{umg} = 35^\circ\text{C}$, einer relativen Luftfeuchte von 37% und einer solaren Strahlung von 586 W m^{-1} nach einstündiger Konditionierung mit einem auf -10°C vortempertierten TES.

geführt, sodass sich insgesamt 78 Simulationen ergeben. Durch die Szenarien wird die klimatische Unsicherheit sowie der Einfluss des zugrunde gelegten Fahrzyklus berücksichtigt. Abbildung 8.8 zeigt den direkten Vergleich eines Heiz- und Kühlsystems mit und ohne TES. Die Vortemperierung des Speichers erfolgt abhängig vom Betriebsfall mit 80°C beziehungsweise -10°C . Die Energieaufnahme des Heiz- und Kühlsystems wird jeweils nach 45 Minuten und 19 Minuten angegeben. Ein Zeitraum von 19 Minuten wird gewählt, da ca. $\frac{3}{4}$ aller auftretenden Fahrten kürzer als 19 Minuten sind (vgl. Abschnitt 2.1).

Abbildung 8.9 zeigt die Energieaufnahme des Heiz- und Kühlsystems bei regionaler Gewichtung für Europa, USA und China. Die Energieaufnahme aus der Batterie kann in den ersten 45 Minuten um 39% bis 45% gesenkt werden, dabei ist auch der Mehrverbrauch durch das Mehrgewicht berücksichtigt. Abbildung 8.10 zeigt die sich ergebenden Reichweitenvorteile für das hier betrachtete Fahrzeug der Kompaktklasse. Dabei ist ebenfalls der durch das Mehrgewicht des TES verursachte Mehrverbrauch berücksichtigt. Für die Region Europa und USA ergeben sich mittlere Reichweitenvorteile von 4.0 km. Für die Region China ergibt sich 4.3 km.

Es ist zu erwähnen, dass die richtige Dimensionierung und Vortemperierung von vielen Faktoren abhängt: Während die maximal speicherbare Energie eine Auslegungsgröße des Systems ist, wird die Beladung durch die Betriebsstrategie festgelegt. Die genaue Schätzung der benötigten Energie hängt von den verfolgten Zielen nach Fahrtantritt ab und müsste daher prädiktives Wissen einbeziehen.

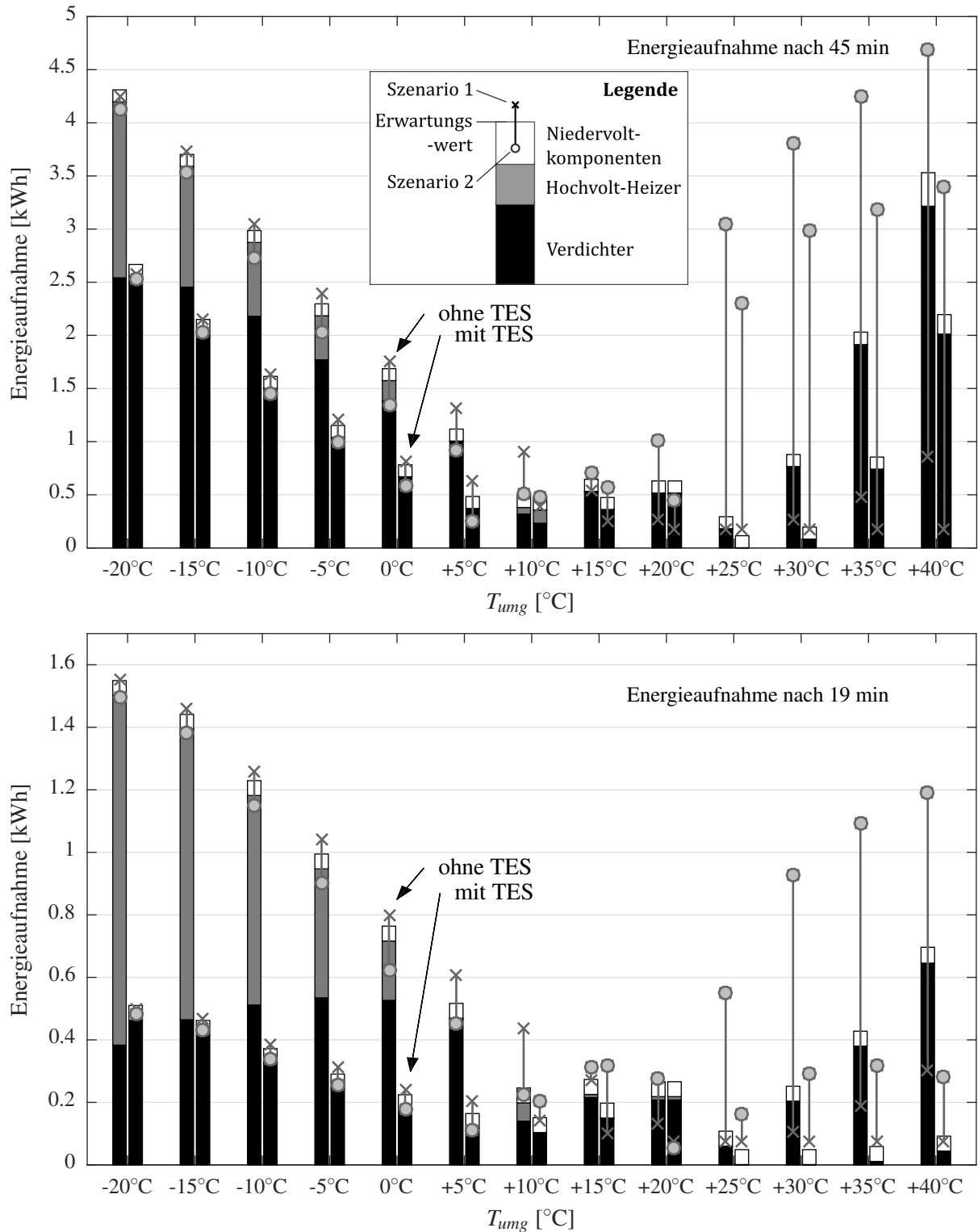


Abbildung 8.8: Energieaufnahme des Heiz- und Kühlsystems nach 45 und 19 (erfasst $\frac{3}{4}$ aller auftretenden Fahrten) Minuten mit und ohne Einsatz eines (vortemperierten) thermischen Speichers in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_{umg} . Neben dem Erwartungswert werden Energieaufnahmen für die zwei Szenarien zur Berücksichtigung der klimatischen Unsicherheit durch relative Luftfeuchte und Solarstrahlung angegeben. Die angegebene Energieaufnahme berücksichtigt die Energieaufnahme von Verdichter, Heizer und Niedervolt-Komponenten.

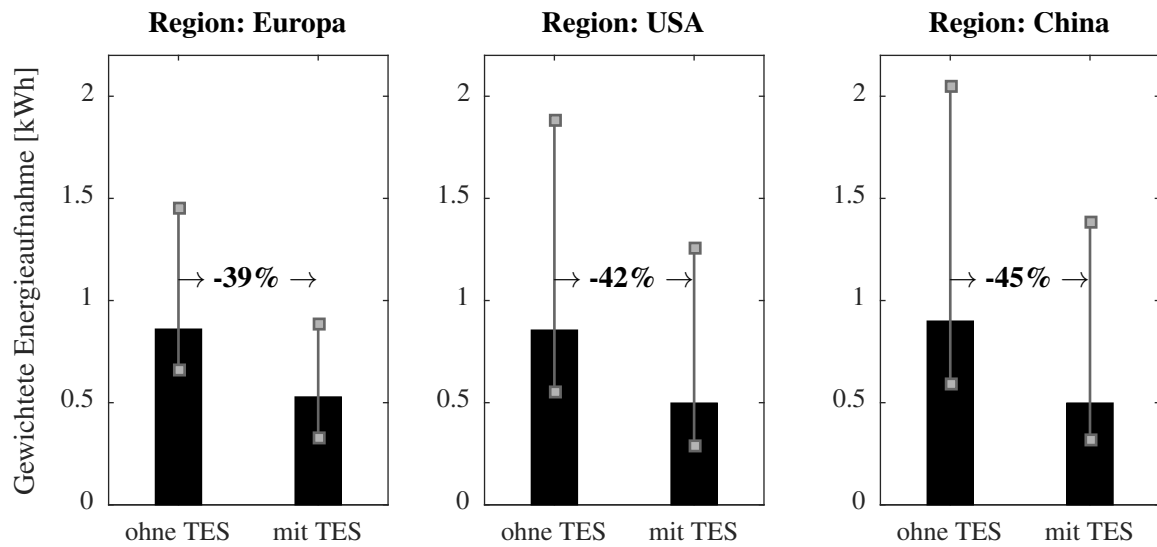


Abbildung 8.9: Gewichtete Energieaufnahme in den ersten 45 Minuten mit und ohne Einsatz eines thermischen Speichers mit Angabe der Unsicherheit durch Luftfeuchte und Solarstrahlung.

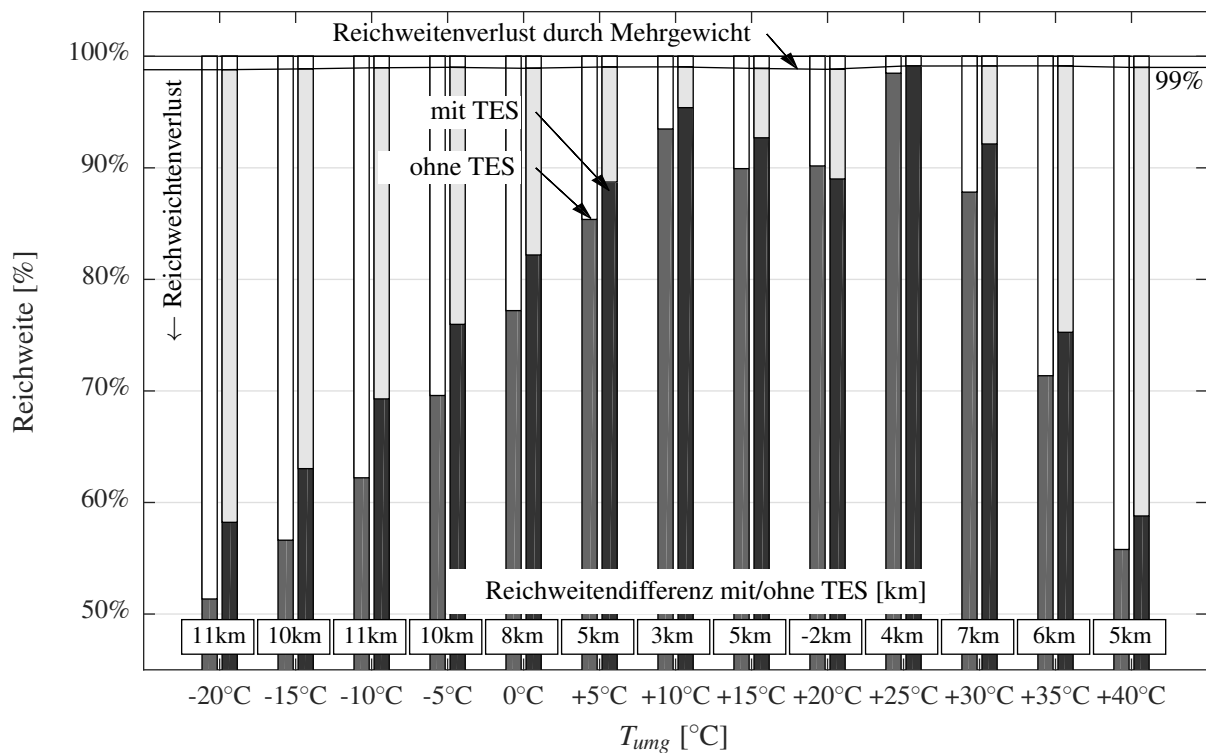


Abbildung 8.10: Reichweitenvorteil durch den Einsatz eines thermischen Speichers für ein Fahrzeug der Kompaktklasse mit ca. 150 km Reichweite.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Heiz- und Kühlsysteme müssen ganzheitlich betrachtet und die vorhandene Energie optimal eingesetzt werden, um den negativen Einfluss auf die Reichweite von batterieelektrischen Fahrzeugen zu minimieren. Ein zentralisiertes Heiz- und Kühlsystem, welches sowohl die Temperierung von Komponenten, als auch die Innenraumklimatisierung gewährleistet, ist daher ein vielversprechender Ansatz. Die genaue Kenntnis der Randbedingungen und der sich daraus ableitenden Anforderungen an ein solches Heiz- und Kühlsystem ist für eine Betrachtung und Bewertung der Gesamtsystemeffizienz essentiell. Das Ziel dieser Arbeit ist eine systematische anforderungsbasierte Untersuchung eines neuartigen Heiz- und Kühlsystems sowie die (halb)automatische Ableitung von Betriebsstrategien, Verschaltungsplänen und Simulationsmodellen für ein batterieelektrisches Fahrzeug. Dieses Ziel wird in drei Schritten erreicht:

Zunächst werden aufbauend auf statistisch ermittelten Randbedingungen stationäre und instationäre Klimatisierungsbedarfe sowie thermische Anforderungen des elektrischen Antriebsstrangs mit Hilfe von Simulationsmodellen ermittelt. Durch die Anwendung einer neuen Bewertungsmethode, die das statistisch repräsentative Nutzungsverhalten mit realen Klimaprofilen abbildet, werden erstmalig reale thermische Anforderungen an das Heiz- und Kühlsystem für die Regionen USA, Europa und China untersucht. Für die Betriebsfälle Heizen, Kühlen und Entfeuchten wird gezeigt, dass sich Maßnahmen zur effizienten Bereitstellung von Heizleistung während 87% aller Fahrten und Maßnahmen zur effizienten Bereitstellung von Kühlleistung während 66% aller Fahrten positiv auswirken können.

Im zweiten Schritt wird eine neue graphentheoretische Methode zur strukturierten Generierung der erforderlichen thermischen Energieströme zwischen Quellen und Senken unter Annahme eines idealisierten Fahrzeugthermomanagements erarbeitet. Dieses berücksichtigt neben einem Energiefluss auch einen *Anforderungsfluss*, sowie die unterschiedlichen Temperaturniveaus durch *virtuelle Knoten*. Die erforderlichen thermischen Energieströme zwischen den beteiligten Komponenten werden unter Nutzung statistisch repräsentativer Randbedingungen ermittelt. Für ein untersuchtes elektrisches Kompaktfahrzeug werden 44 Betriebsarten identifiziert und hinsichtlich Relevanz und Wechselwirkung untersucht. Es wird gezeigt, dass bezogen auf die Zeit lediglich 2% aller Heiz- und Kühlanforderungen auf Anforderungen der Antriebskomponenten zurückzuführen sind.

Aufbauend auf der energieflussbasierten Analyse folgt im dritten Schritt die systematische Ableitung, Untersuchung und Optimierung eines hydraulischen Verschaltungsplans. Dabei werden auch theoretische Grundlagen für die Entwicklung einer neuartigen kombinatorischen Ventileinheit erarbeitet. Es folgt die Untersuchung und Optimierung des Systems für die Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten bei klimatischen Randbedingungen, die besonders relevant für die Gesamtsystemeffizienz sind. Im Heizbetrieb kann durch parallele Nutzung von Heizungs- und Kühlungswärmeübertrager, die durch das Systemkonzept im Klimagerät vorgesehen sind, ein Effizienzvorteil von 18% erzielt werden, wenn beide Wärmeübertrager zur Innenraumheizung seriell mit Sekundärfluid durchströmt werden. Im Kühlbetrieb wird durch ein Unterkühlungssegment des Umgebungswärmeübertragers ein

Effizienzvorteil von 1.3% erreicht. Im Entfeuchtungsbetrieb sollten verfügbare Abwärmen anstelle eines Hochvolt-Heizers genutzt werden, falls es zu einem Leistungsdefizit bei gleichzeitiger Bereitstellung von Heiz- und Kühlleistung kommt.

Ein thermisches Speichersystem kann den Bedarf an elektrischer Energie weiter reduzieren und somit die elektrische Reichweite weiter erhöhen. In dieser Arbeit wird daher ein ganzjahrestaugliches Eis-Speichersystem mit einer quellen- und senkenseitigen Integration in das Heiz- und Kühlsystem untersucht und hinsichtlich des Reichweitenvorteils auf Basis statistischer Daten durch Anwendung der neuen Methoden bewertet. Dabei zeigt sich, dass für das untersuchte Fahrzeug eine Rückgewinnung thermischer Energie nicht zielführend ist, da speicherbare Wärmeüberschüsse bei einem gleichzeitigen Heizleistungsbedarf (zu einem späteren Zeitpunkt) statistisch selten auftreten. Stattdessen wird der Fokus auf einen vor-konditionierten Speicher gelegt, der vor Fahrtbeginn wahlweise gekühlt oder geheizt wird. Mit Berücksichtigung des Mehrgewichts kann der elektrische Energiebedarf des Heiz- und Kühlsystems im Jahresmittel je nach klimatischer Region um ca. 39%–45% in den ersten 45 Fahrminuten gesenkt werden. Dies umfasst mindestens 95% aller auftretenden Fahrten. Für das untersuchte Kompaktfahrzeug ergibt sich ein maximaler Reichweitenvorteil von 11 km bei einer Gesamtreichweite von 150 km (+7%). Der mittlere Reichweitenvorteil liegt zwischen 4 km und 4.3 km je nach Region. Die klimatische Unsicherheit durch Luftfeuchte und Sonnenstrahlung wird durch zwei Szenarien ebenfalls berücksichtigt, die 95% aller auftretenden Randbedingungen abdecken.

Zusammengefasst wird gezeigt, dass sich durch die ganzheitliche Integration neuer aber auch bestehender Komponenten deutliche Potentiale ergeben. Dennoch müssen weitere Anstrengungen unternommen werden, um den Energieverbrauch von Heiz- und Kühlsystemen auf ein Minimum zu reduzieren. Dazu müssen auch die hier erarbeiteten Methoden weiterentwickelt und angewendet werden. Dabei sind folgende Ziele anzustreben:

Betrachtung alternativer Antriebe Auch andere alternative Antriebskonzepte wie Plug-In-Hybride und brennstoffzellenbetriebene Fahrzeuge sollten durch Anwendung der neuen Methoden betrachtet werden, um zu prüfen, ob das beschriebene Heiz- und Kühlsystem auch hier zum Einsatz kommen kann.

Statistische Analyse von Energieflüssen Eine Erweiterung der statistischen Energieflussanalyse um andere klimatische Regionen und weitere Fahrzeugklassen kann dabei helfen, ein umfassendes Bild darüber zu erlangen, wie unterschiedliche Fahrzeuge regional genutzt werden und welche Anforderungen sich daraus ergeben.

Druckverlustbasierte Berechnung Für die hier vorgestellte Simulationemethode zur Berechnung beliebiger Verschaltungspläne werden stark vereinfachte Annahmen getroffen. Um realisierbare Massenströme und die Leistungsaufnahme von Pumpen bestimmen zu können, sollte die Methode um eine druckverlustbasierte Berechnung erweitert werden.

Automatische strukturelle Optimierung Einen vielversprechenden Ansatz stellt die strukturelle Optimierung von Heiz- und Kühlsystemen auf Basis mathematischer Optimierungsmethoden dar. Ein wesentlicher Beitrag dieser Arbeit ist die formale Beschreibung von Verschaltungsplänen und Verschaltungen durch geeignete graphenbasierte Methoden. Trotzdem bleibt das Optimierungsproblem hochdimensional, sodass geeignete Optimierungsmethoden gefunden werden müssen.

Anhang

A Dynamische Temperatur- und Leistungsbedarfe der Innenraumklimatisierung

Die elektrische Leistungsaufnahme von Heiz- und Kühlsystemen hat einen unmittelbaren Einfluss auf die elektrische Reichweite des Fahrzeugs. Daraus ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen elektrischem Verbrauch, Komfort und Betriebssicherheit. Es stellt sich daher die Frage, welche Anforderungen Heiz- und Kühlsysteme im Sinne von Komfort und Sicherheit erfüllen müssen. Unter der Annahme, dass die gleichen Heiz- und Kühlanforderungen durch die Innenraumklimatisierung wie bei einem konventionellen Fahrzeug bestehen, werden in diesem Abschnitt Modelle zur Simulation stationärer und instationärer thermischer Anforderungen vorgestellt.

A.1 Aufgaben der Fahrzeugklimatisierung

In den meisten europäischen Ländern verbringen Menschen mehr als 50 Minuten pro Tag im Auto [152]. Die Erwartung des Kunden von einem Fahrzeug ist daher, dass dieses in der Lage ist, eine definierte thermische Behaglichkeit sicherzustellen. Zudem müssen gesetzliche Vorschriften eingehalten werden. Laut DIN 1946-3: 2006-07 [153] können Temperaturen der Außenluft weltweit zwischen -45°C und 55°C betragen. In Abhängigkeit von Umgebungstemperatur und relativer Luftfeuchte wird der Bereich thermischen Komforts definiert. Nach dem ASHRAE Standard 55-2004 [154] ist dabei Behaglichkeit als der geistige Zustand definiert, welcher Zufriedenheit mit der thermischen Umgebung ausdrückt und nur subjektiv bewertet werden kann. Abbildung A.1 zeigt den definierten Behaglichkeitsbereich in Abhängigkeit von Temperatur und relativer Luftfeuchte. Grundlage bildet das Komfortmodell nach P. O. Fanger [155], welches bisher ausgiebig in der Forschung im Bereich der Klimaphysiologie genutzt wurde und die Grundlage für anwendungsbezogene Komfortbewertungen darstellt. Für eine Übersicht relevanter Vorschriften, Normen und Richtlinien sei auf Großmann [63] verwiesen.

Ein vollautomatisches Heiz- und Kühlsystem für den Innenraum ist heute in der Automobilindustrie Stand der Technik. Dabei ergeben sich nachfolgende Ziele, die eingehalten werden müssen:

- Herstellung von Behaglichkeit durch Temperierung und Temperaturschichtung des Innenraums, Anströmung der Insassen über entsprechende Innenraumauströmer und Entfeuchtung der einströmenden Luft. Eine Befeuchtung der Luft erfolgt in der Regel nicht.
- Eliminieren von Gerüchen und Reduktion der CO_2 -Konzentration.
- Gewährleistung der Fahrzeugsicherheit durch Sicherstellen von Beschlagsfreiheit von Scheiben sowie Enteisung derselben.

Neben dem stationären Klimatisierungskomfort besteht aus Sicht von Kunde und Hersteller der Wunsch, in möglichst kurzer Zeit nach Fahrtbeginn den angestrebten Klimatisierungs-

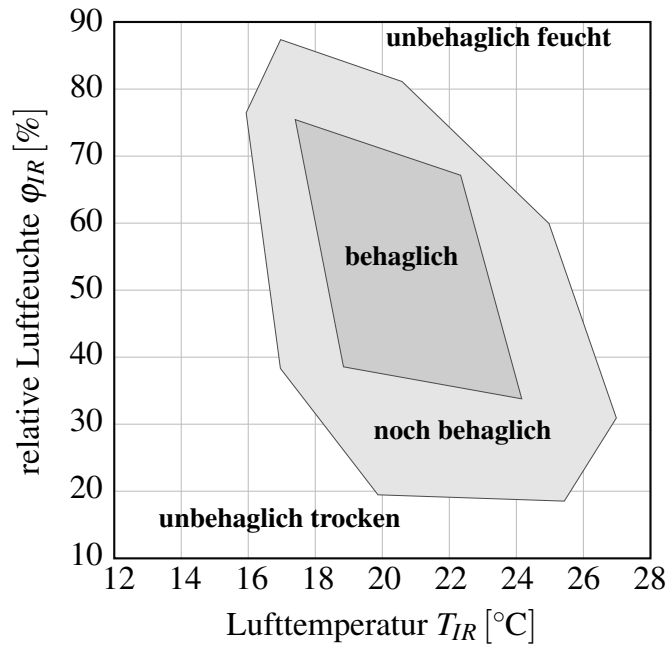


Abbildung A.1: Behaglichkeit nach DIN EN ISO 7730 in Abhängigkeit der Innenraumtemperatur T_{IR} und der relativen Luftfeuchte φ_{IR} .

komfort herzustellen. Energieeffizienz und Komfort stehen hier in einem direkten Widerspruch und es ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen Effizienz und der darstellbaren Heiz-beziehungsweise Kühldynamik im Innenraum. Da die erforderliche Energie bei einem BEV direkt der Traktionsbatterie entnommen wird, steht dies in einem Konflikt zu dem Ziel, eine hohe Reichweite des rein elektrischen Antriebs zu gewährleisten.

A.2 Modellierung des Fahrgastraums

Der Fahrgastraum ist verschiedenen thermischen Einflüssen ausgesetzt. Primäres Ziel des Klimatisierungssystems ist es, unabhängig von den Umgebungsbedingungen, diese Einflüsse zu kompensieren und so ein komfortables Klima im Fahrzeuginnenraum zu schaffen. Dies beinhaltet neben der Regelung einer Solltemperatur, die entweder vom Fahrgast vorgegeben oder automatisch in Abhängigkeit der Außentemperatur ermittelt wird, die Entfeuchtung der Luft sowie das Erhalten einer geringen CO_2 -Konzentration. Letztere sind insbesondere für die Fahrzeugsicherheit von Bedeutung. Sie stellen das zweite zentrale Ziel des Klimatisierungssystems dar [156].

Abbildung A.2 zeigt die schematische Darstellung der verschiedenen Wärme- und Enthalpieströme, die bei einem typischen Fahrgastraum auftreten. Die Änderung der inneren Energie des Fahrgastraumes ergibt sich zunächst aus der Differenz von Zuluftenthalpiestrom \dot{H}_{ein} und Abluftenthalpiestrom \dot{H}_{aus} sowie den über die Fahrzeughülle ausgetauschten Wärmeströmen durch Konvektion \dot{Q}_{umg} und Wärmeströmen durch direkte \dot{Q}_{dir} und diffuse Strahlung \dot{Q}_{diff} . Der Wärmeeintrag durch reflektierte Strahlung kann vernachlässigt werden. Des Weiteren kommt es zu einem Wärmeeintrag $\dot{Q}_{Insasse}$ und Feuchtigkeitseintrag $\dot{x}_{Insasse}$ durch die Insassen. Zudem ergibt sich ein Einfluss der Luftfeuchte und der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Wird der Fahrzeuginnenraum als Bilanzraum betrachtet, ergibt sich aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik nachfolgende Energiebilanz für das Innenraum-Luftvolumen:

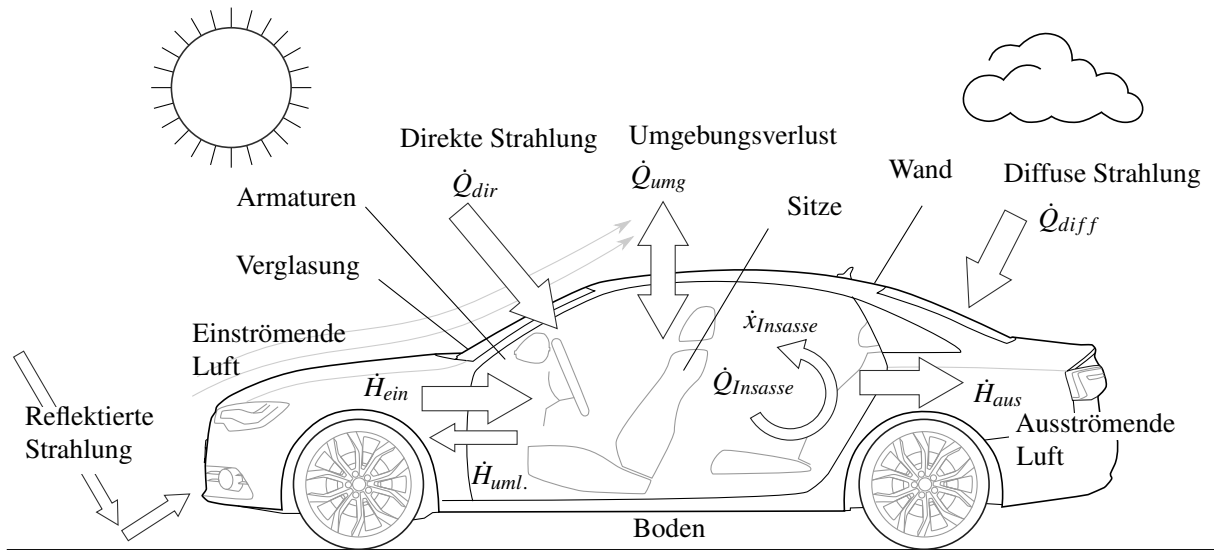


Abbildung A.2: Schematische Darstellung der thermischen Einflüsse auf den Fahrzeuginnenraum (in Anlehnung an [157] und [63]).

$$\frac{dU_{IR}}{dt} = \dot{H}_{ein} + \dot{H}_{aus} + \dot{Q}_{dir} + \dot{Q}_{diff} + \dot{Q}_{umg} + \dot{Q}_{Insassen} \quad (A.1)$$

Je nach Temperatur des Innenraums ist diesem durch das Klimagerät ein Enthalpiestrom \dot{H}_{ein} zuzuführen, so dass dieser die gewünschte Komforttemperatur $T_{IR,soll}$ erreicht.

Das Fahrgastraummodell dient der Ermittlung der erforderlichen Heiz- und Kühlleistungen. Während verschiedene Modellierungsansätze unterschiedlicher Detaillierung möglich sind, wird an dieser Stelle ein 1D-Modell genutzt. Ausführliche Einsichten in die Modellierung des Innenraums gibt beispielsweise Flieger [158]. Fayazbkakhsh [82] gibt einen Überblick verschiedener Modelle zur Schätzung der Innenraumlasten in der englischsprachigen Literatur.

Für die hier durchgeführten Untersuchungen wird ein in Modelica erstelltes Innenraummodell basierend auf der Komponentenbibliothek TIL Suite [104] verwendet und angepasst. Das Modell wurde für den Fahrgastraum eines Fahrzeugs der Kompaktklasse kalibriert und um ein Kanalmodell, welches die luftführenden Kanäle des Klimageräts abbildet, erweitert. Ähnliche Modelle sind in der FAT 233 [8] und [159] beschrieben.

Die Analyse auf Basis von eindimensionalen Bilanzräumen, die durch die verschiedenen Arten der Wärmeübertragung im Austausch stehen und entweder numerisch oder analytisch gelöst werden, haben sich für die meisten Anwendungsfälle als ausreichend erwiesen [157] und werden zum Beispiel von Ghebru erfolgreich angewendet, um den Aufheizvorgang zu untersuchen [160]. Es werden folgende Arten der Wärmeübertragung berücksichtigt:

- **Solare Bestrahlung** Die auf das Fahrzeug treffende kurzwellige Solarstrahlung wird von den äußeren Umschließungsflächen des Fahrgastraums anteilig absorbiert. Die Strahlungstemperatur der Atmosphäre wird vereinfachend mit der Umgebungstemperatur gleichgesetzt.

- **Wärmestrahlung** Der langwellige Strahlungsaustausch der Umschließungsflächen des Fahrgastraums mit dem umgebenden Himmel wird berücksichtigt. Langwellige Strahlung trifft zudem als transmittierte Strahlung durch die Scheiben auf die Einbauten.
- **Konvektiver Wärmestrom** Der konvektive Wärmeübergang teilt sich in zwei Gruppen: Einerseits in den zwischen der Umgebung und den mit dieser in Kontakt stehenden Komponenten und andererseits in den zwischen der Innenraumluft und allen Komponenten die, in direktem Kontakt mit der Innenraumluft stehen.

Das hier verwendete Modell berücksichtigt alle wesentlichen thermischen Massen als eigenen Bilanzraum. Bei der Modellierung müssen dabei vereinfachte Annahmen getroffen werden:

- Der Fahrgastraum wird als ein homogenes Luftvolumen mit einer einheitlichen Lufttemperatur betrachtet.
- Der Fahrgastraum wird von den Karosserieflächen Dach, Seitenwände, Spritzwand und Boden begrenzt. Die Verschleißungen werden in Front-, Heck- und rechte sowie linke Seitenscheiben untergliedert. Jedes Bauteil wird im Berechnungsmodell als konzentrierter Masseknoten betrachtet. Die Karosserieflächen werden als reine Blechhaut ohne Innenverkleidung betrachtet.
- Ein- und ausströmender Luftmassenstrom werden als gleich angenommen. Die ein- und ausströmende Luft ist durch die Größen Temperatur, relative Luftfeuchte und Druck beschrieben.
- Je Insasse wird wie in [8] und [63] ein Wasserdampfeintrag von 30 g/h berücksichtigt. Der Wärmeeintrag je Insasse wird pauschal mit 100 W angenommen [161]. Während der Fahrt wird das Fahrzeug mit einem Insassen besetzt; während Standphasen wird kein Insasse angenommen.

A.3 Modellierung des Klimageräts

Das Klimagerät temperiert und entfeuchtet einen vorgegebenen Luftmassenstrom \dot{m}_{KG} und übernimmt die Verteilung dieses Luftmassenstroms in den Fahrzeuginnenraum durch den Einsatz von Klappen. Es existieren verschiedene Typen von Klimageräten (vgl. [15]). Luftgesteuerte Klimageräte sind dabei der gängigste Typ. Dabei wird zunächst Außenluft oder Luft des Innenraums (Umluft) durch ein Gebläse angesaugt und bei Bedarf gemischt. Danach wird die Luft durch den Verdampfer geleitet, wo diese im Sommer abgekühlt und bei moderaten Temperaturen entfeuchtet wird. Im Winter wird je nach Heizanforderung ein Teil des Luftmassenstroms mit Hilfe einer Mischklappe (auch sogenannte *Temperaturklappe*) durch einen weiteren Wärmeübertrager, den mit heißem Kühlmittel durchströmten Heizungswärmeübertrager (HWÜ), geleitet. Meist wird die erwärmte Luft mit der noch kühlen Luft gemischt und über Klappen auf verschiedene Kanäle aufgeteilt.

Während bei verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen heißes Kühlmittel in vielen Fällen durch die Verbrennungskraftmaschine bereitgestellt werden kann, kommen bei alternativen Antrieben zusätzliche kühlmittelseitige Hochvolt-Heizer, Wärmepumpen aber auch luftseitige Hochvolt-Heizer zum Einsatz. Typischerweise erwärmt sich die Luft bei einem luftgesteuerten Klimagerät um ca. 2 bis 3 K durch Leckageströme selbst bei einer vollständig

geschlossenen Mischklappe [63]. Wassergesteuerte Klimageräte ermöglichen es, den kühlmittelseitigen Volumenstrom durch den Heizungswärmeübertrager zu unterbinden, womit die Mischklappe entfallen kann [15]. Wird Luft am Verdampfer gekühlt und danach wieder erwärmt, wird dies als Entfeuchtungsbetrieb (auch *Reheat*) bezeichnet. Dabei wird in der Luft gebundenes Wasser auskondensiert und abgeschieden, wodurch die Luft entfeuchtet wird.

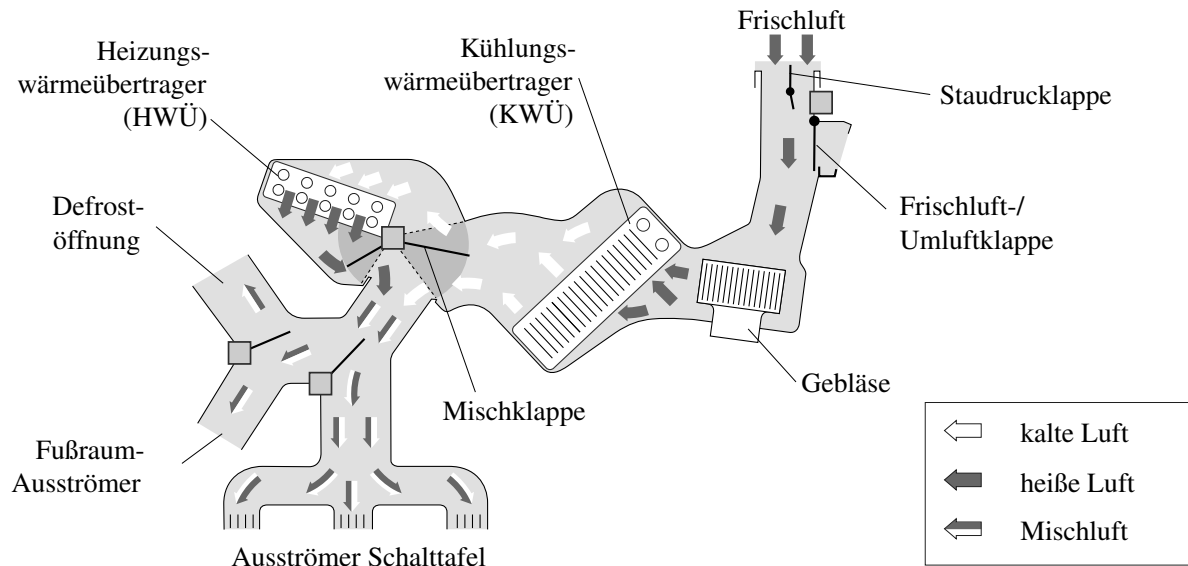


Abbildung A.3: Aufbau des Klimageräts für ein Sekundärkreislaufsystem in Anlehnung an [162].

Durch eine nicht vollständige Vermengung von heißer und kalter Luft können durch den Aufbau des Klimageräts verschiedene Temperaturen an den Ausströmern erreicht werden. Aus physiologischer Sicht ist eine kühlere Ausströmtemperatur im Brust- und Kopfbereich im Vergleich zum Fußraum gewünscht. Die Temperaturschichtung im Innenraum beträgt idealerweise 7 K [63]. Um die Frontscheibe zu enteisen und beschlagfrei zu halten, kann über die sogenannte Defrost-Klappe warme Luft an die Innenseite der Frontscheibe geleitet werden. Die Enteisierung der Scheibe tritt zu Beginn der Fahrt auf. Eine Luftschichtung wird erst danach im stationären Betrieb erreicht.

Ein wesentlicher Unterschied beim Aufbau des Klimageräts für ein Sekundärkreislaufsystem (Abbildung A.3) ergibt sich aus der Tatsache, dass der Verdampfer entfällt und durch einen sekundärfluidführenden Luft-Wärmeübertrager, nachfolgend Kühlungswärmeübertrager (KWÜ) genannt, ersetzt wird. Menken [55] zeigt die erforderliche Dimensionierung eines solchen Wärmeübertragers. Auf weitere konstruktive Änderungen des Klimageräts, die bei einem Sekundärkreislaufsystem möglich sind, wird im Rahmen der Simulation nicht eingegangen. Denkbar wären:

- **Entfall der Mischklappe** Dies wäre möglich, wenn der Volumenstrom oder die Wärmezufuhr kühlmittelseitig unterbunden werden kann.
- **Luftschichtung durch Wärmeübertrager** Ein Sekundärfluid wie ein Wasser-Ethylen-Gemisch hat im Gegensatz zu einem verdampfenden zweiphasigen azeotropen Kältemittel bei konstantem Druck einen Temperaturabfall im Wärmeübertrager. Dieser Effekt kann zur Schichtung der Luft nach einem der Wärmeübertrager genutzt werden.

- **Temperaturunabhängige Nutzung** Da beide Wärmeübertrager kühlmitteldurchströmt sind, sind Kombination wie das Heizen der Luft oder das Kühlen der Luft mit beiden statt mit einem Wärmeübertrager zeitgleich denkbar. Dies stellt hohe Anforderungen an den Betrieb. Das Umschalten zwischen den Funktionen Kühlen und Heizen kann sogenanntes *Flash-Fogging* zur Folge haben ([51], [163]). Dabei beschlagen die Scheiben durch ausgetriebenes Wasser, welches in einem Wärmeübertrager im Klimagerät eingelagert ist.

Der schematische Aufbau des Modells ist in Abbildung A.4 dargestellt. Die Luftkanäle ab dem Mischbereich nach dem Heizungswärmeübertrager werden als Teil des Innenraummodells aufgefasst (vgl. Abschnitt A.2). Insbesondere im Sommer heizt sich die vom Heiz- und Klimagerät angesaugte Luft an der Motorhaube und im Belüftungssystem auf (Sommerluftaufheizung). Insbesondere tritt dieser Effekt bei langsamer Fahrt auf [63]. Nach DIN 1946 Teil 3:2006 ist die maximale zulässige Aufheizung der Außenluft bis in den Eintritt des Fahrgastraums auf 8 K bei einer Außentemperatur von 40 °C, einer Sonnenstrahlung von 1000 W m⁻² und einer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h festgelegt. Um die (maximale) Lufterwärmung auch bei anderen Strahlungen und Geschwindigkeiten zu berechnen, wird vereinfacht ein linearer Zusammenhang zwischen Aufwärmung und Sonnenstrahlung entsprechend der maximal zulässigen Aufheizung angenommen:

$$T_{Luft,KG, \text{ein}} = T_{umg} + \frac{\Phi_{fzg}}{\Phi_0} \exp\left(-\frac{v_{fzg}}{v_0}\right) \quad (\text{A.2})$$

mit $\Phi_0 = 1000 \text{ W/8 K}$ und $v_0 = 20.28 \text{ ms}^{-1}$. Die Abhängigkeit der Lufterwärmung von der Fahrgeschwindigkeit v_{fzg} wird durch einen exponentiellen Term berücksichtigt. Der Koeffizient des Exponenten wird basierend auf Daten von Grossmann [63] angeglichen. Neben der Strahlungsintensität hängt die reale Sommerluftaufheizung von vielen Faktoren ab: Fahrgeschwindigkeit, absorbierte Sonneneinstrahlung durch Lackfarbe der Motorhaube, Motorwärme, Wärmedämmung der Motorhaube, konstruktive Lage des Lufteintritts und Beschaffenheit der Fahrbahn haben einen Einfluss [63].

Der Kühlungswärmeübertrager (KWÜ) wird so parametrisiert, dass dieser bei luftseitigen Eintrittsbedingungen von $T_{Luft,KWÜ, \text{ein}} = 40 \text{ °C}$, einer relativen Luftfeuchtigkeit von 40% und einem Luftmassenstrom von $\dot{m}_{KG} = 0.15 \text{ kg s}^{-1}$ eine Leistung von etwa 9 kW überträgt. Der Heizungswärmeübertrager (HWÜ) wird basierend auf Messdaten eines Heizungswärmeübertragers eines Audi A6, Baujahr 2010 parametrisiert. Beide Wärmeübertrager werden durch jeweils zwei MPET (Multiport Extruded Tubes) Gegenstrom-Wärmeübertrager mit jeweils 2 Pässen bestehend aus diskreten Zellen realisiert. Geometriedaten und Korrelationen können [55] entnommen werden.

Das hier genutzte Modell des Klimageräts basiert auf der Modellica-Komponentenbibliothek TIL. Für die Berechnung der Stoffdaten von feuchter Luft wird die Stoffdatenbibliothek TIL Media Suite eingesetzt [164]. Für die stationären Berechnungen wird die AUDI-interne Stoffdatenbibliothek für MATLAB/Simulink verwendet [165]. Dabei werden empirische Polynommodelle basierend auf Stoffdaten der Datenbank Refprop [166] und direkten Herstellerangaben gefittet.

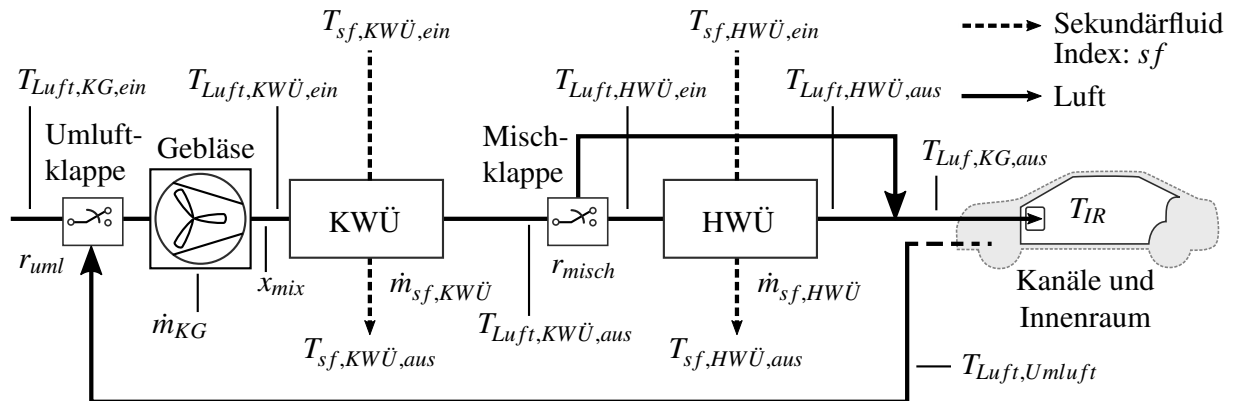


Abbildung A.4: Schematische Darstellung des Modells für ein vollständig sekundärfluidbetriebenes Klimagerät. Die Indizes setzen sich aus Medium, Komponente und Bezug Eintritt/Austritt zusammen.

A.4 Modellierung und Anpassung des Klimareglers

Die Klimaregelung sorgt durch Messung verschiedener Zustandsgrößen und Stellen der vorhandenen Aktuatoren wie Gebläse und Klappen für die Einhaltung der vorgegebenen Komfort- und Sicherheitsziele. Klimaregler sind zu großen Teilen Firmengeheimnis von Automobilherstellern oder deren Lieferanten, da diese auf Erfahrungswerten aufbauen, die oft in Form von Kennfeldern hinterlegt sind. In dieser Arbeit kommt ein vereinfachter und angepasster Klimaregler eines Audi A6 zum Einsatz. Die Ergebnisse können mit einem im Handel verfügbaren Klimabedienteil reproduziert werden und werden daher an dieser Stelle nicht im Detail erläutert.

Automatische Klimaregelung

Wie in Abbildung A.5 dargestellt, kann die automatische Klimaregelung in eine regulatorische Ebene und eine Ebene zur Einstellung des Arbeitspunktes eingeteilt werden, sodass sich ein kaskadierter Regelkreis ergibt. Während auf der regulatorischen Ebene des Klimareglers die Sollausströmtemperatur $T_{Luft,KG,aus,soll}$ geregelt und der Luftmassenstrom und die Aufteilung der Luftmassenströme durch Klappen gesteuert wird, stellt eine darüber liegende Regelungsebene durch Einstellen des Arbeitspunktes sicher, dass die Regelziele wie Temperatur und Luftfeuchte im Innenraum, Beschlagsfreiheit oder Enteisung erreicht werden. Die Schnittstelle zwischen den beiden Ebenen des Reglers ist die zentrale Führungsgröße ZFG .

Bei konventionellen Systemen wird in der Regel die Lufttemperatur nach Verdampfer (auch „Verdampfer-Setpoint“) $T_{Luft, Verd, aus, soll}$ durch den Verdichter geregelt. Im Normalfall wird die Luftfeuchtigkeit nicht direkt gemessen und geregelt; stattdessen wird auf die Lufttemperatur nach Verdampfer geregelt. Damit kann eine geforderte absolute Luftfeuchte bei angenommener relativer Luftfeuchte von 100% sichergestellt werden, solange der Taupunkt der Luft unterschritten wird. Eine Messung der Lufttemperatur nach Verdampfer ist ebenfalls erforderlich, um Eisbildung am Wärmeübertrager bei einer Lufttemperatur unter 0 °C zu vermeiden. Bei konventionellen Fahrzeugklimaanlagen erfolgt die Regelung der Ausströmtemperatur durch Stellen der Mischklappe.

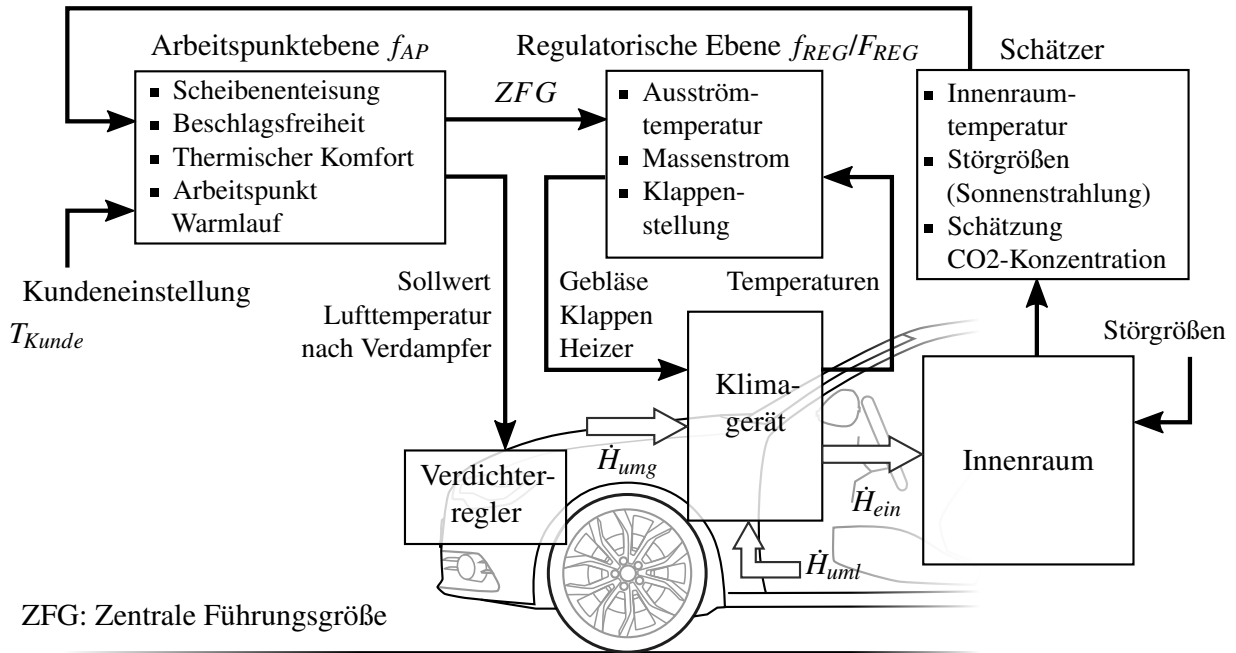


Abbildung A.5: Gesamtübersicht Klimaregelung in Anlehnung an [167], [87] bestehend aus einer Arbeitspunktebene mit Regelung der Innenraumtemperatur und einer regulatorischen Ebene mit Regelung der Ausströmtemperatur.

Für die hier durchgeführten Simulationen wird ein vollautomatischer Klimabetrieb mit einer Einstellung von $T_{Kunde} = 22^\circ\text{C}$ durch den Kunden am Klimabedienteil angenommen. Manuelle Eingriffe in die Klimaregelung sind bei einer vollautomatischen Klimaregelung selten und betreffen fast ausschließlich die Einstellung der Temperatur. Bezogen auf die Zeit fahren mehr als $2/3$ aller Fahrzeugnutzer mit einer Einstellung zwischen 21°C und 22.5°C [168]. Das Modell des Klimareglers für ein konventionelles Fahrzeug setzt sich vereinfacht aus

$$(ZFG, T_{IR,soll}) = f_{AP}(T_{umg}, \varphi_{umg}, \Phi_{umg}, T_{IR}, T_{Kunde}) \quad (\text{A.3})$$

$$(\dot{m}_{KG}, T_{Luft,KG,aus,soll}, r_{uml}, z_{Klappen}) = f_{ZFG}(ZFG) \quad (\text{A.4})$$

$$r_{misch} = F_{REG}(T_{Luft,KG,aus,ist}, T_{Luft,KG,aus,soll}) \quad (\text{A.5})$$

zusammen. Die Arbeitspunktebene f_{AP} liefert in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen ($T_{umg}, \varphi_{umg}, \Phi_{fzg}$), der aktuellen Innenraumtemperatur T_{IR} und der Kundenvorgabe die zentrale Führungsgröße ZFG und die physiologiekorrigierte Innenraumsolltemperatur $T_{IR,soll}$. Aus der ZFG ergibt sich der erforderliche Luftmassenstrom \dot{m}_{KG} , die Sollausströmtemperatur $T_{Luft,KG,aus,soll}$, die Solltemperatur der Luft nach Verdampfer $T_{Luft,Verd,aus,soll}$ und der Umluftanteil r_{uml} durch den gesteuerten Teil f_{ZFG} der regulatorischen Ebene. Anhand der einzelnen Klappenstellungen $z_{Klappen}$ werden die Luftmassenströme auf die Ausströmkanäle aufgeteilt und dann dem Innenraumvolumen zugeführt. Der Ausströmtemperatur-Regler F_{REG} ist ein PI-Regler (also ein Funktional), während der sich durch f_{AP} ergebende Regelkreis ein P-Regler ohne dynamischen Anteil ist. Aufgabe des Innenraumtemperaturreglers f_{AP} ist es, die Regelabweichung Epsilon $\varepsilon(t)$, die als Differenz zwischen ermittelter physio-

logiekorrigierte Innenraumsolltemperatur $T_{IR,soll}$ und momentaner Innenrautemperatur T_{IR} definiert ist,

$$\varepsilon(t) = T_{IR}(t) - T_{IR,soll}(T_{umg}, \Phi_{umg}) \quad (A.6)$$

zu minimieren. Der stationäre Luftmassenstrom \dot{m}_{KG} und die Behaglichkeitstemperatur $T_{IR,soll}$ sind in Abhängigkeit der Außentemperatur qualitativ in Abbildung A.6 dargestellt.

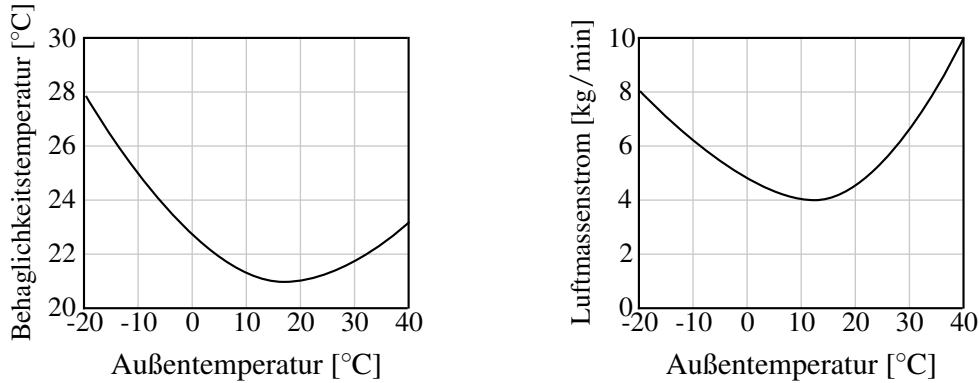


Abbildung A.6: Vereinfachte Darstellung des Zusammenhangs zwischen Behaglichkeitstemperatur/stationärem Luftmassenstrom und Umgebungstemperatur nach [169].

Bei konventionellen Fahrzeugen wird der Luftmassenstrom aus zwei Gründen im instationären Heizbetrieb begrenzt: Während der Warmlaufphase darf dem Heizkreislauf nur eine begrenzte Energiemenge entnommen werden, um so die Eigenerwärmung der Verbrennungskraftmaschine nicht zu behindern. Dies wird erreicht, indem der Luftmassenstrom begrenzt wird. Zum anderen ist ein zu hoher Luftmassenstrom bei noch kalter Luft klimaphysiologisch nachteilig. Es wird hier ein ähnliches Aufheizverhalten wie bei einem konventionellen Fahrzeug angenommen. Um dieses Verhalten zu imitieren, wird das Warmlaufverhalten eines 3.0 Liter V6 Dieselmotors mit Direkteinspritzung und Turboaufladung angenommen und für die Luftmassenstromregelung hinterlegt.

Die Stellung von Klappen sowie die sich daraus ergebende Verteilung der Luft wird hier nicht berücksichtigt. Stattdessen wird die Luft vereinfacht gleichmäßig auf alle Kanäle aufgeteilt und dem Innenraumvolumen als ein zusammengefasster Luftmassenstrom zugeführt. Der Defrost-Kanal wird vernachlässigt.

Anpassung der Klimaregelung für das untersuchte Heiz- und Kühlsystem

Für das untersuchte Sekundärkreislaufsystem werden Anpassungen und Vereinfachungen an der Klimaregelung vorgenommen, da sich das System hinsichtlich eines konventionellen Systems in zwei Kriterien unterscheidet: 1.) Entfällt der Verdampfer und wird durch den KWÜ ersetzt 2.) Können die sekundärfluidseitigen Vorlauftemperaturen von HWÜ und KWÜ frei eingestellt werden. Zur Vereinfachung wird der innere Regelkreis des Kaskadenreglers (siehe auch Abbildung A.5) zur Regelung der Ausströmtemperatur aufgelöst. Stattdessen wird die Innenraumtemperatur direkt durch Einstellen der Vorlauftemperaturen an HWÜ und KWÜ geregelt. Dadurch wird ein weiterer Regler notwendig, der durch Stellen der Aktuatoren des Heiz- und Kühlsystems die geforderten Vorlauftemperaturen $T_{sf,KWÜ,ein,soll}$ und $T_{sf,HWÜ,ein,soll}$ regelt. Abbildung A.7 zeigt einen vereinfachten Überblick der Regler.

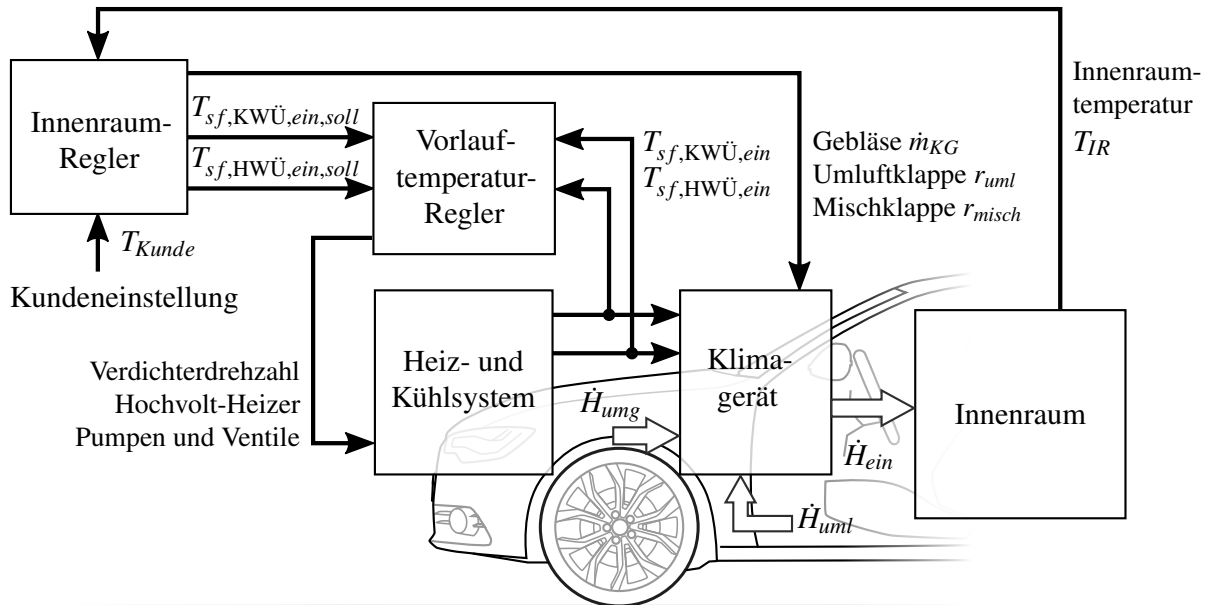


Abbildung A.7: Vereinfachte Klimaregelung mit direkter Regelung der Innenraumtemperatur durch Einstellen der Vorlauftemperaturen für das untersuchte Sekundärkreislaufsystem.

Im Entfeuchtungsbetrieb werden die durch den Klimaregler ermittelte Soll-Lufttemperatur nach Verdampfer $T_{\text{Luft,Verd,aus,soll}}$ und die Soll-Lufttemperatur nach KWÜ $T_{\text{Luft,KWÜ,aus,soll}}$ gleichgesetzt. Tabelle A.1 zeigt die Zuordnung von Stell- und Regelgrößen für den Innenraum-Regler abhängig vom Betriebsmodus. Die Vorlauftemperaturen $T_{\text{sf,KWÜ,ein}}$ und $T_{\text{sf,HWÜ,ein}}$ der Wärübertrager KWÜ und HWÜ werden durch die Vorlauftemperatur-Regler in einem inneren Regelkreis geregelt.

Regler	Stellgröße	Regelgröße in Abhängigkeit des Betriebsmodus		
		Heizen	Entfeuchten	Kühlen
Innenraum-Kühl-Regler	$T_{\text{sf,KWÜ,ein}}$	-	$T_{\text{Luft,KWÜ,aus,soll}}$	T_{IR}
Innenraum-Heiz-Regler	$T_{\text{sf,HWÜ,ein}}$	T_{IR}	T_{IR}	-

Tabelle A.1: Teilregler des Innenraum-Reglers. In Abhängigkeit des Betriebsmodus regelt immer einer der Regler die Innenraumtemperatur durch Einstellen der Vorlauftemperatur. Die Regelung der Vorlauftemperaturen erfolgt durch weitere Regler.

Die Mischklappe wird hier im Gegensatz zu einem konventionellen System nicht genutzt, um die Ausströmtemperatur zu regeln. Stattdessen wird diese im Kühlbetrieb geschlossen und im Heiz- und Entfeuchtungsbetrieb geöffnet. Um die Luftschichtung sicherzustellen, wird die Mischklappe auf den Bereich 10% bis 90% beschränkt. In einigen Entfeuchtungsfällen ist es erforderlich, die Mischklappe teilweise zu öffnen, wenn sehr wenig nachgeheizt werden muss und damit sehr geringe sekundärfluidseitige Vorlauftemperaturen am HWÜ $T_{\text{sf,HWÜ,ein}}$ erforderlich sind. Teilweises Öffnen der Mischklappe verhindert, dass in diesen Betriebsfällen Vorlauftemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur erforderlich wären.

Der Verlauf der Innenraumtemperatur während des instationären Betriebs ergibt sich unter anderem aus Trägheiten und Aktuatorbegrenzungen im Heiz- und Kühlsystem, thermischen Kapazitäten und dem Verhalten des Klimareglers. Die resultierende Trajektorie der Innen-

raumtemperatur wird Komfortdynamik genannt und wird hier unabhängig vom Fahrzeug durch ein einfaches Komfortmodell beschrieben. Zur Vergleichbarkeit der Komfortdynamik mit einem konventionellen Fahrzeug wird nicht die maximale Heiz- oder Kühlleistung bereitgestellt, stattdessen wird eine Soll-Trajektorie $T_{IR,soll}(t)$ für die Innenraumtemperatur vorgegeben. Dazu wird die Komfortdynamik als Differentialgleichung erster Ordnung modelliert. Die Zeitkonstanten werden unabhängig für Heiz- und Kühlfall ermittelt und orientieren sich an typischen Zielwerten bei einer Standardaufheizung nach VDA 220 [70] und Abkühlung gemäß VDA Pulldown [72].

A.5 Simulation instationärer Klimatisierungsbedarfe

Die Simulation instationärer Klimatisierungsbedarfe erfolgt beispielhaft für die drei zuvor identifizierten repräsentativen Randbedingungen Heizen, Kühlen und Entfeuchten bei 4 °C, 16 °C und 27 °C Umgebungstemperatur. Es wird angenommen, dass das Fahrzeug eine Stunde vor Fahrtbeginn in der Sonne abgestellt wird und sich Innenraum und Einbauten erwärmen. Danach folgt eine einstündige Fahrt bei 50 km/h. Die Klimatisierungsbedarfe, also erforderliche Heizleistung $\dot{Q}_{HWÜ}$ und erforderliche Kühlleistung $\dot{Q}_{KWÜ}$, die zum Erreichen der vorgegebenen Komfortdynamik erforderlich sind, werden für die drei repräsentativen Fälle in Abbildung A.8 dargestellt. Ebenfalls sind die Innenraumtemperatur, die Ausströmtemperatur, der Luftmassenstrom im Klimagerät und die erforderlichen Vorlauftemperaturen angegeben.

Zu Referenzzwecken werden die typischen auslegungsrelevanten Fälle bei –20 °C und 40 °C Umgebungstemperatur ebenfalls simuliert. Die Ergebnisse befinden sich in Anhang A.5. Des Weiteren werden die stationären und instationären Heiz- und Kühlbedarfe in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_{umg} simuliert.

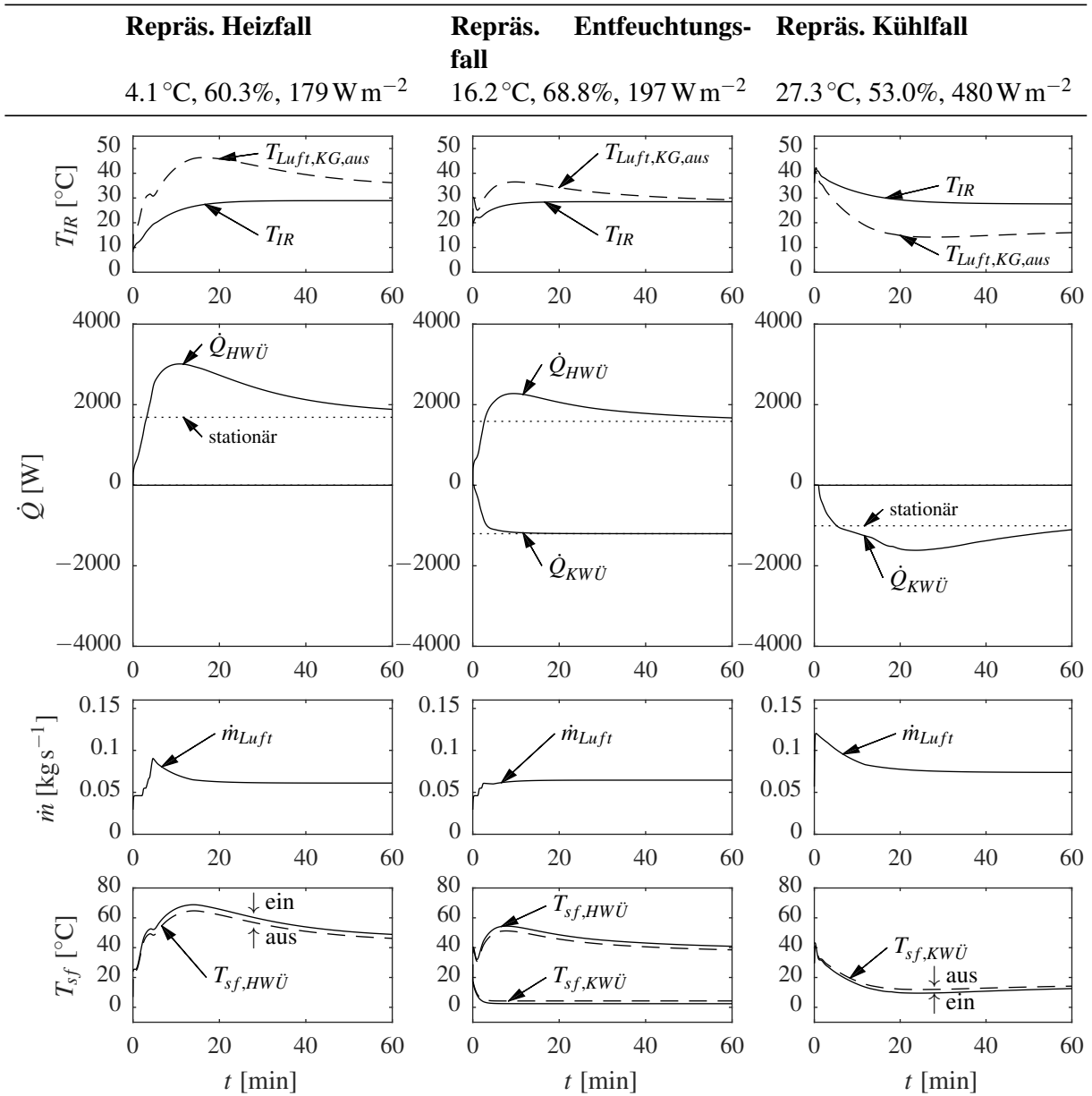


Abbildung A.8: Innenraumtemperatur T_{IR} , Heiz- und Kühlbedarfe $\dot{Q}_{HWÜ}$ und $\dot{Q}_{KWÜ}$, Luftmassenstrom im Klimagerät \dot{m}_{KG} und sekundärfluidseitige Vor- und Rücklauftemperaturen für die repräsentativen Randbedingungen bei einer Konstantfahrt mit 50 km/h und einstündiger Konditionierung des Fahrzeugs.

Zum Vergleich werden die erforderlichen Heiz- und Kühlleistungen bei zwei typischen auslegungsrelevanten Randbedingungen simuliert. Die erforderlichen Vorlauftemperaturen von Heizungswärmeübertrager (HWÜ) und Kühlungswärmeübertrager (KWÜ) zur Bereitstellung der erforderlichen Leistungen sind ebenfalls angegeben (Abbildung A.9).

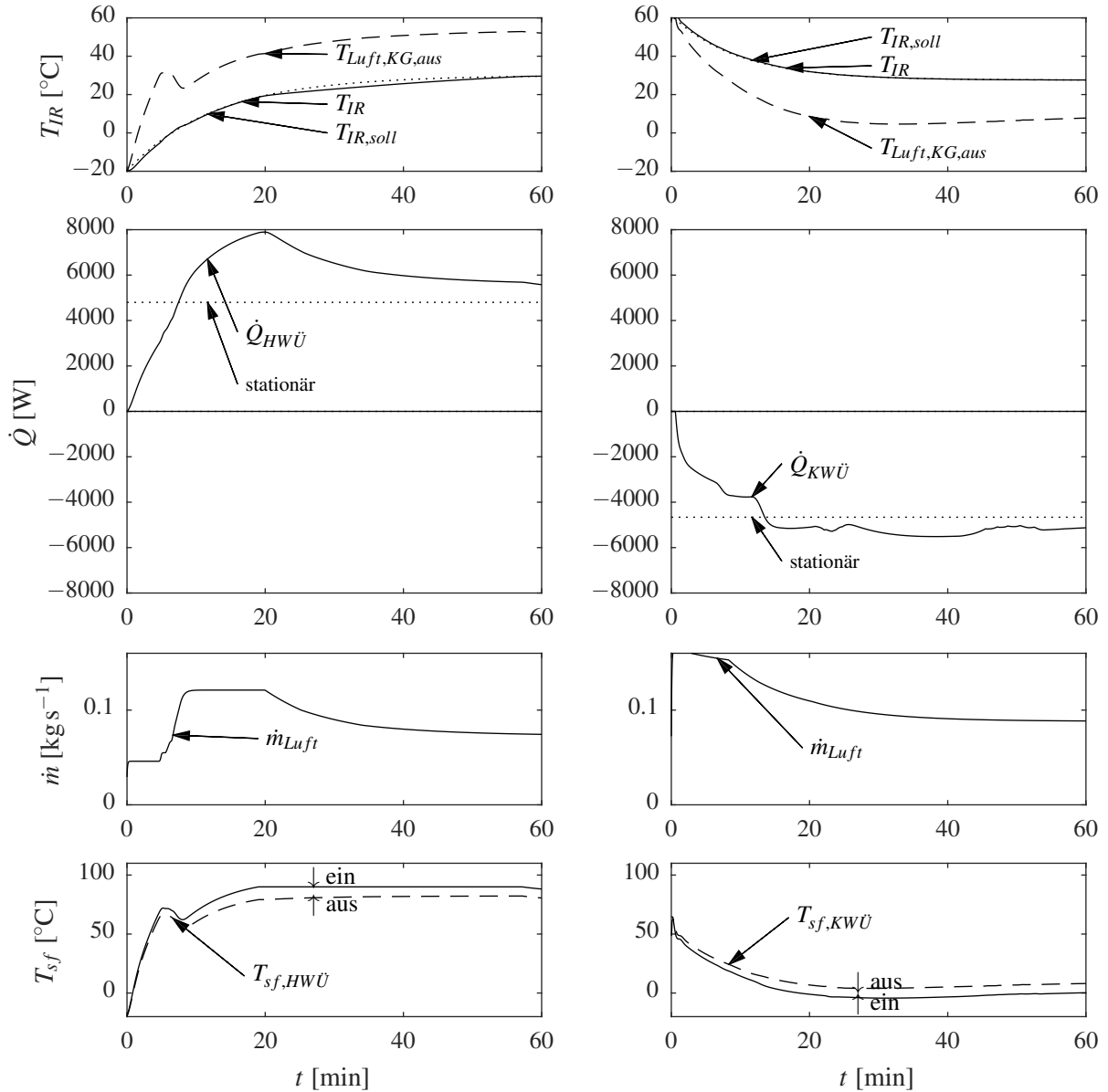


Abbildung A.9: Simulierte dynamische Heiz- und Kühlleistungen bei -20°C und 40°C zum Erreichen der Komfortziele für ein Kompaktfahrzeug.

B Dynamische Temperatur- und Leistungsbedarfe des Antriebsstrangs

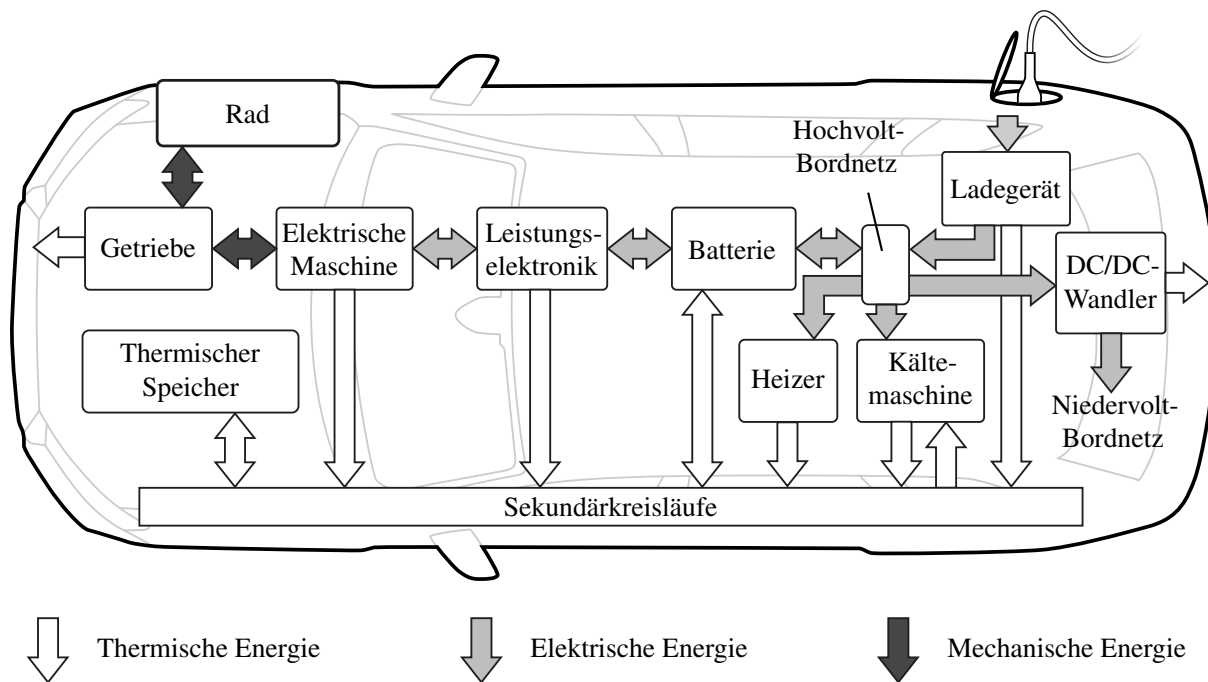


Abbildung B.1: Mögliche Energieflüsse in dem hier betrachteten batterieelektrischen Fahrzeug. Komponenten werden über Sekundärkreisläufe an das Heiz- und Kühlsystem angebunden.

Abbildung B.1 zeigt das Zusammenwirken von elektrischem Antriebsstrang eines BEVs und Heiz- und Kühlsystem. Die zum Vortrieb des Fahrzeugs erforderliche Energie wird von der Hochvolt-Batterie bereitgestellt. Um diese in mechanische Energie zu wandeln, muss die Gleichspannung zunächst durch einen Wechselrichter in eine Wechselspannung gewandelt werden, die dann die elektrische Maschine (EM) antreibt. Der Wechselrichter ist Bestandteil der Leistungselektronik (LE). Über ein Getriebe wird die Rotationsbewegung auf die Antriebsachse übersetzt. Bei Rückgewinnung der Bremsenergie wird der Pfad rückwärts durchlaufen. Die entnommene elektrische Energie muss der Batterie wieder zugeführt werden. Dies passiert mit Hilfe eines Gleichrichters, der als Ladegerät (LG) bezeichnet wird. In Europa ist ein 1-phasiges Laden mit 16 A bei 230 V (ca. 3.6 kW) - in einigen Fällen auch 3-phasig mit 32 A bei 400 V (ca. 22 kW) möglich. Höhere Ladeleistungen werden auf Basis einer Gleichstromladung (DC-Ladung) mittels einer ortsfesten Ladestelle realisiert. Das Ladegerät im Fahrzeug wird dazu nicht benötigt. Ladevorgänge sind grundsätzlich durch die Energiewandlungsverluste innerhalb der Traktionsbatterie, thermische Verluste im Traktionspfad sowie dem Leistungsbedarf der Steuergeräte verlustbehaftet. Die elektrischen Energieflüsse zwischen Leistungselektronik, Ladegerät und Batterie bildet das Hochvolt-Bordnetz. Ebenfalls dem HV-Bordnetz zugeordnet sind in der Regel ein

DC/DC-Gleichspannungswandler zur Anbindung des Niedervolt-Bordnetzes. Des Weiteren sind Kompressionskältemaschine/Wärmepumpe und Hochvolt-Heizer an das HV-Bordnetz angebunden. Thermische Verluste von elektrischer Maschine, Leistungselektronik, Hochvolt-Batterie und Ladegerät können in dem hier beschriebenen Heiz- und Kühlkonzept mit einem Sekundärfluid aufgenommen werden. Über Sekundärkreisläufe werden thermische Energieströme zwischen den Komponenten realisiert. Die Bereitstellung von Heiz- und Kühlleistung erfolgt durch die Kompressionskältemaschine/Wärmepumpe und Hochvolt-Heizer, falls die erforderliche Heizleistung die Kapazität der Wärmepumpe übersteigt. Im Sinne der Energieflüsse wandelt diese Komponente elektrische Energie in thermische Energie. Zuletzt ist der thermische Speicher in das Heiz- und Kühlkonzept eingebunden.

Thermische Verluste der elektrischen Antriebskomponenten Batterie, Leistungselektronik und elektrische Maschine sowie des Ladegeräts (Übersicht Tabelle B.1) führen zur Erwärmung der jeweiligen Komponenten. Da dies zur Überhitzung führen kann, muss das Kühlsystem sicherstellen, dass die maximal zulässige Komponententemperatur nicht überschritten wird. Darf, wie es bei der Batterie der Fall sein kann, eine minimal zulässige Temperatur nicht unterschritten werden, erfordert dies ein Heizen der Komponente. Abbildung B.2 illustriert diesen Sachverhalt am Beispiel von Hochvolt-Batterie und elektrischer Maschine.


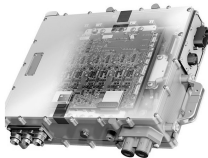
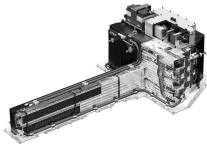

	Elektrische Maschine	Leistungselektronik	Hochvolt-Batterie	Ladegerät
				
T_{min}	-30°C	-30°C	-5°C	-25°C
T_{max}	65 bis 105°C	65 bis 105°C	30 bis 35°C	65 bis 105°C
$T_{max,sim}$	65°C	65°C	35°C	65°C

Tabelle B.1: Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs und zulässiger Temperaturbereich (Bildquelle [170]).

Bei der Kühlung elektrischer Leistungskomponenten entscheidet meist die sogenannte *Junction*-Temperatur über die maximal zulässige Temperatur. Diese darf bei IGBTs (Insulated Gate Bipolar Transistor) eine Temperatur von 175°C und bei typischen MOSFET (Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistors) eine Temperatur von 220°C nicht überschreiten [171], [35].

Daraus abgeleitet werden Vorlauftemperaturen des Kühlmittels zwischen 65°C und 105°C diskutiert. Für einen Inverter auf Basis von MOSFET wird beispielsweise von Sung et al. [171] eine Kühlmitteltemperatur von 65°C bei gleichzeitigem Massenstrom von $0.24\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$ angegeben, um eine maximale Temperatur von 96.8°C des Chips nie zu überschreiten. Benion et. al. kommen nach einer Analyse der Kühlmitteltemperaturen, die eine Lebensdauerbewertung beinhaltet ebenfalls zu dem Schluss, dass eine Kühlmitteltemperatur von 65°C für eine integrierte Baugruppe aus Leistungselektronik und elektrischer Maschine [35] ideal ist. Für die Batterie werden von Krüger et. al. Werte der Zelltemperatur zwischen 25°C

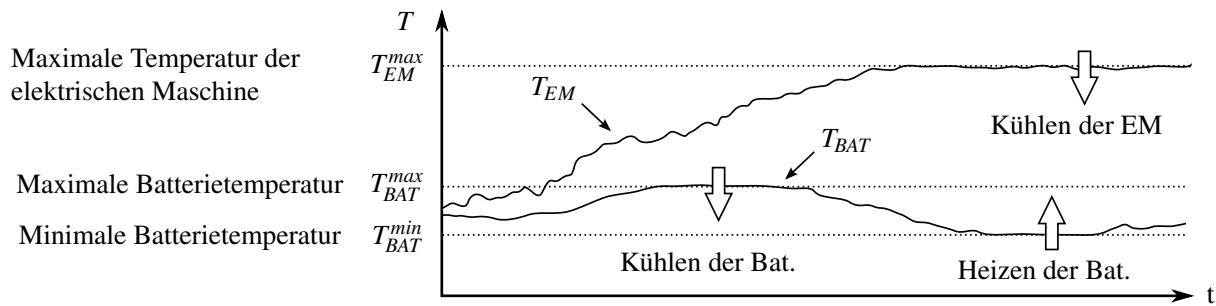


Abbildung B.2: Exemplarischer Verlauf der Komponententemperaturen, wenn diese durch das Heiz- und Kühlsystem entsprechend der Vorgaben geheizt und gekühlt werden.

und 30 °C als optimal angegeben, wobei 40 °C nur in Ausnahmefällen überschritten werden sollten [172]. Park gibt 35 °C als maximale Temperatur an [173]. Im Rahmen der Simulation werden elektrische Maschine und Leistungselektronik als getrennte Baugruppen betrachtet und mit einer maximalen Temperatur von 65 °C im Sinne einer konservativen Betrachtung angenommen. Das Ladegerät wird ebenfalls ab einer repräsentativen Temperatur von 65 °C gekühlt.

B.1 Angenommene Fahrzeugparameter

Bezeichnung	Symbol	Wert
Fahrzeugklasse		Kompaktklasse
Masse	m_{fzg}	1770 kg
Leistung	P_{fzg}	100 kW
Verbrauch (NEFZ)	V	17 kWh/100 km
Reichweite (NEFZ)	d_n	150 km
Maximalgeschwindigkeit	v_{max}	140 km/h
Luftwiderstand	$c_w \times A$	$0.27 \times 2.23 \text{ m}$
Rollreibungskoeffizient	f	0.01
Radradius	r_{Rad}	0.3135 m
Transmission	n_g	5.66
Batterie		
Typ		Lithium-Ionen 3p84s
Kapazität	K	26.5 kWh
Ladungsspeichervermögen	C_N	$3 \times 25 \text{ A h}$
Nutzbarer SOC	ΔSOC	80%
Ladegerät		
Leistung	P_{LG}	On-Board 3.3 kW
Wirkungsgrad	ϵ_{LG}	92%

Tabelle B.2: Überblick der relevanten Variablen für das angenommene BEV

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein elektrischer Kompaktwagen mit einer Reichweite von 150 km und einem mittleren Verbrauch von 17 kWh/100 km im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) angenommen. Das Fahrzeug verfügt über einen für 100 kW Antriebsleistung dimensionierten Antriebsstrang mit einer permanentenregten Synchronmaschine (PMSM). Die Spezifikation und alle relevanten Variablen sind in Tabelle B.2 gegeben.

Die Leistungsanforderungen für jede Komponente werden basierend auf den Leistungsanforderungen der vorherigen Komponenten entgegen der kausalen Kette aus physikalischen Ursache-Wirkungs-Abfolgen berechnet. Rückkopplung zwischen Komponenten, die sicherstellt, dass die geforderte Leistung einer Komponente auch von der nächsten Komponente bereitgestellt werden kann, wird nicht berücksichtigt, da davon ausgegangen wird, dass der vorhandene Antriebsstrang in der Lage ist, die vorgegebenen Fahrzyklen mit der entsprechenden Fahrdynamik zu realisieren. Zur Sicherheit wird eine Plausibilitätsprüfung durchgeführt, bei der geprüft wird, ob geforderte und bereitgestellte Leistung jeder Komponente im Fahrzyklus übereinstimmen. Fahrzeug-Geschwindigkeit v_{fzg} , Beschleunigung a_v und Neigung α sind durch den Fahrzyklus vorgegeben. Der Gesamtfahrwiderstand wird aus der Summe der einzelnen Fahrwiderstände nach [68] berechnet:

wobei F_{roll} der Rollwiderstand, F_{elev} die Kraft, die durch die Steigung verursacht wird, F_{aer} die Luftwiderstandskraft und F_{acc} die Beschleunigungs- beziehungsweise Bremskraft je nach Vorzeichen ist. Die erforderliche mechanische Leistung ist durch

gegeben. Mit dem Reifenradius r_{rad} werden das erforderliche Drehmoment

und die Winkelgeschwindigkeit der Achse

130

berechnet. Zudem wird eine konstante Übersetzungsrate des Getriebes n_g angenommen. Daraus resultiert eine höhere Rotationsgeschwindigkeit und ein geringeres erforderliches Drehmoment für die elektrische Maschine. Ausgehend von Effizienz-Kennfeldern $\varepsilon = f(n, M)$ jeweils für elektrische Maschine und Leistungselektronik wird die erforderliche Leistung, die der Batterie entnommen werden muss, ermittelt (Abbildung B.4). Die Werte für die Fahrzeugparameter m_{fzg}, f, c_w werden aus dem vorherigen Abschnitt übernommen (Tabelle B.2). Basierend auf der Leistung, die jede Komponente bereitstellt $P_{bereitgestellt}$ und dem Effizienz-Kennfeld ε werden thermische Leistungsverluste berechnet \dot{Q}_{verl} und die erforderliche Leistung der jeweils nächsten Komponente $P_{gefordert}$ ermittelt:

$$P_{verl} = \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot P_{bereitgestellt} = \dot{Q}_{verl} \quad (B.5)$$

$$P_{gefordert} = \frac{1}{\varepsilon} \cdot P_{bereitgestellt} \quad (B.6)$$

Mit der nächsten Komponente ist dabei die nächste Komponente in Richtung der Batterie gemeint (vgl. Abbildung B.3). Ist beispielsweise die Antriebsleistung der elektrischen Maschine bekannt und wird diese Leistung durch die Leistungselektronik bereitgestellt ($P_{bereitgestellt}$), kann mit Gleichung B.6 und der Effizienz ε_{LE} die Leistung berechnet werden, die der Leistungselektronik durch die Batterie zugeführt werden muss ($P_{gefordert}$).

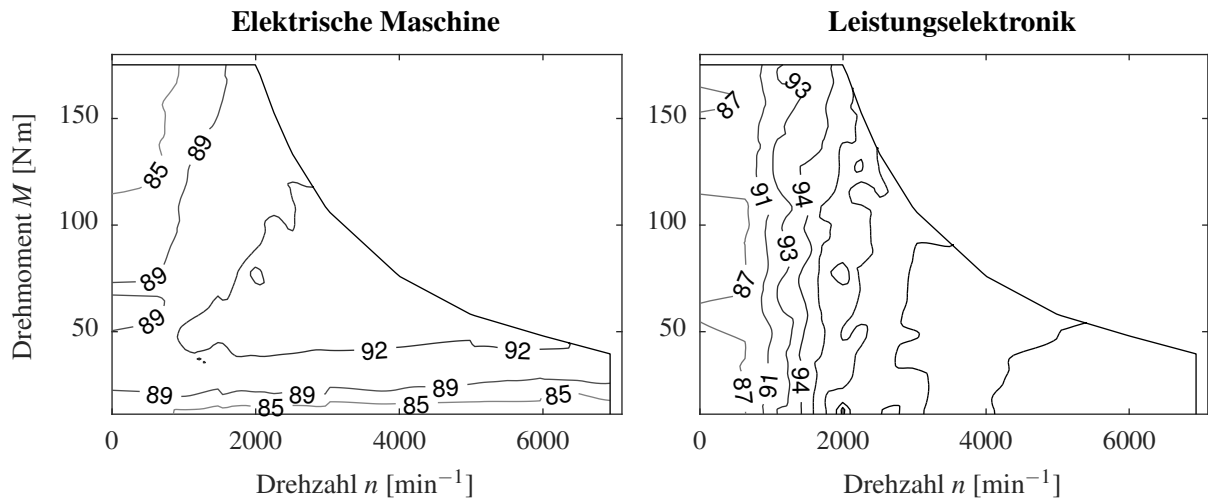


Abbildung B.4: Effizienz-Kennfeld ε für die Berechnung der thermischen Verluste aus der Verlustleistung $1 - \varepsilon$ für Leistungselektronik und elektrische Maschine [174].

B.3 Modellierung der Hochvolt-Batterie

Für die Batterie wird eine Ersatzschaltung (Abbildung B.5) angenommen:

$$U = U_0 - I_d R_{int} = U_0(SOC) - I_d R_{int}(T_{Bat}, SOC), \quad (B.7)$$

wobei die Ausgangsspannung U von der offenen Klemmenspannung U_0 und einem äquivalenten inneren Widerstand R_{int} abhängt. Der interne Widerstand hängt von der mittleren Zelltemperatur T_{Bat} und dem *State of charge* (SOC) ab. Der Einfluss auf die Zelltemperatur durch externen Stress [175] wird vernachlässigt.

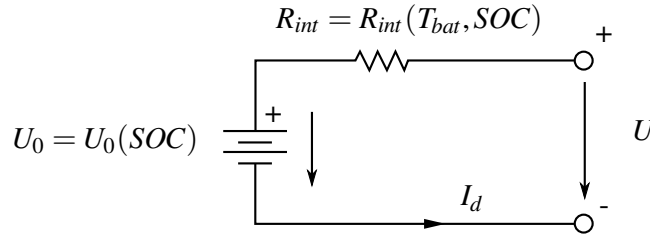


Abbildung B.5: Äquivalentes Batteriemodell

Der Ladezustand oder *State of charge* (SOC) wird ausgehend vom Anfangsladezustand SOC_0 aus dem Integral über den effektiven Lade-/Entladestrom der Batterie berechnet [176]

$$SOC(t) = SOC_0 + \frac{1}{C_N} \int_0^t I_d(t) dt, \quad (B.8)$$

wobei C_N dem Ladungsspeichervermögen entspricht. Durch jeden Arbeitsvorgang der Batterie entsteht Wärme auf Grund des inneren Widerstands, wenn die Batterie Leistung für die elektrischen Lasten bereitstellt oder geladen wird. Diese Verluste können aus dem ohmschen Gesetz abgeleitet werden:

$$P_{verl} = I_d^2 R_{int}. \quad (B.9)$$

Des Weiteren werden zusätzliche Lasten von 450W für Nebenverbraucher wie Steuergeräte, Beleuchtung, Entertainment-System angenommen. Für das Ladegerät ε_{LG} wird ein konstanter Wirkungsgrad modelliert (vgl. Tabelle B.2).

B.4 Thermische Modellierung der elektrischen Antriebskomponenten

Je nach Anwendungsfall wird bei den thermischen Modellen, wie in Abbildung B.6 dargestellt, zwischen zwei Ansätzen unterschieden.

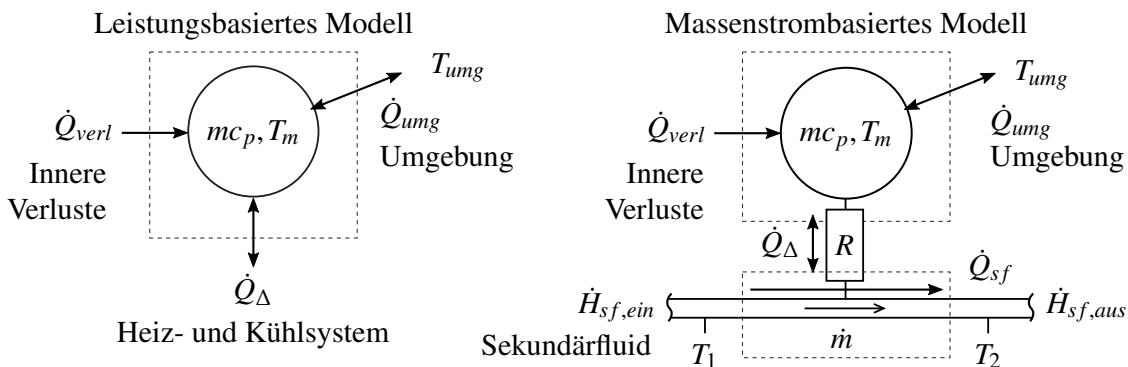


Abbildung B.6: Thermische Punktmassenmodelle mit der repräsentativen Temperatur T_m und der thermischen Kapazität mc_p . **Links:** Die Leistung \dot{Q}_Δ , die durch das Heiz- und Kühlsystem zu- oder abgeführt wird, ist vorgegeben. **Rechts:** Die Leistung \dot{Q}_Δ , die durch das Heiz- und Kühlsystem zu- oder abgeführt wird, errechnet sich aus Temperatur und Massenstrom des Sekundärfluids und dem thermischen Widerstand R .

Leistungsbasiertes Modell: Die thermischen Komponentenmodelle für elektrische Maschine, Leistungselektronik, Batterie und Ladegerät basieren auf einem null-dimensionalen Punktmassenmodell. Die repräsentative mittlere Komponententemperatur $T_m(t)$ wird durch eine Differentialgleichung beschrieben:

$$mc_p \frac{dT_m(t)}{dt} = \dot{Q}_{umg} + \dot{Q}_\Delta + \dot{Q}_{verl}, \quad (\text{B.10})$$

wobei mc_p der thermischen Masse der Komponente, \dot{Q}_Δ dem durch das Heiz- und Kühlsystem hinzugeführten oder entnommenen Wärmeestrom und \dot{Q}_{verl} den thermischen Verlusten innerhalb der Komponente entspricht. Wärmeenergieverluste an die Umgebung \dot{Q}_{umg} werden mit einem Wärmeübergangskoeffizienten α_{umg} und einer effektiven Außenfläche A_{umg} berechnet:

$$\dot{Q}_{umg} = kA \cdot (T_{umg} - T_m) \quad (\text{B.11})$$

Die Temperatur der thermischen Masse T_m muss zwischen den definierten Grenztemperaturen bleiben:

$$T_{\min} \leq T_m \leq T_{\max} \quad (\text{B.12})$$

Die angenommenen Werte für thermische Masse mc_p , Wärmeübergangskoeffizienten α_{sf} und α_{umg} und effektive Flächen A_{sf} und A_{umg} sind in Tabelle B.3 für die beiden definierten Fahrzeuge gegeben.

Komponente	Parameter		
	$\alpha_{sf}A_{sf} [W/K]$	$\alpha_{umg}A_{umg} [W/K]$	$mc_p [J/K]$
Elektrische Maschine	800×0.025	300×0.35	80×500
Leistungselektronik	1000×0.010	500×0.12	4×500
Batterie	500×0.440	150×1.50	360×330
Ladegerät	1000×0.010	500×0.12	4×500

Tabelle B.3: Wärmeübergangskoeffizienten und thermische Masse der Komponenten.

Massenstrombasiertes Modell: Die Differentialgleichung ergibt sich analog zum leistungsbasierten Modell zu

$$mc_p \frac{dT_m}{dt} = \dot{Q}_{umg} + \dot{Q}_\Delta + \dot{Q}_{verl}. \quad (\text{B.13})$$

Der reale Wärmestrom wird den Komponenten jedoch nicht direkt zugeführt. Stattdessen werden die Komponenten von einem Sekundärkreislauffluid durchströmt. Auf Grund der Energieerhaltung gilt:

$$(\dot{H}_{sf,aus} - \dot{H}_{sf,ein}) = \dot{Q}_{sf} \stackrel{!}{=} \dot{Q}_\Delta \quad (\text{B.14})$$

Mit einem einfachen Ansatz zur Wärmübertragung, bei dem sich die treibende Temperaturdifferenz aus der Temperatur am Eintritt T_1 und der Temperatur der Masse T_m berechnet, folgt:

$$\dot{C}_p \cdot (T_2 - T_1) = \frac{1}{R} (T_1 - T_m) \quad (\text{B.15})$$

Wärme­kapazitätsstrom \dot{C}_p und der thermische Widerstand R berechnen sich nach der NTU-Methode (Number of Transfer Units) [177]:

$$\dot{C}_p = \dot{m}_{sf} c_{p,sf} = \dot{V}_{sf} \rho_{sf} c_{p,sf} \quad (\text{B.16})$$

$$R = R_{NTU} = (\dot{C}_p \cdot (1 - \exp(UA/\dot{C}_p)^{-1}))^{-1} \quad (\text{B.17})$$

B.5 Simulation typischer Verlustwärm­en

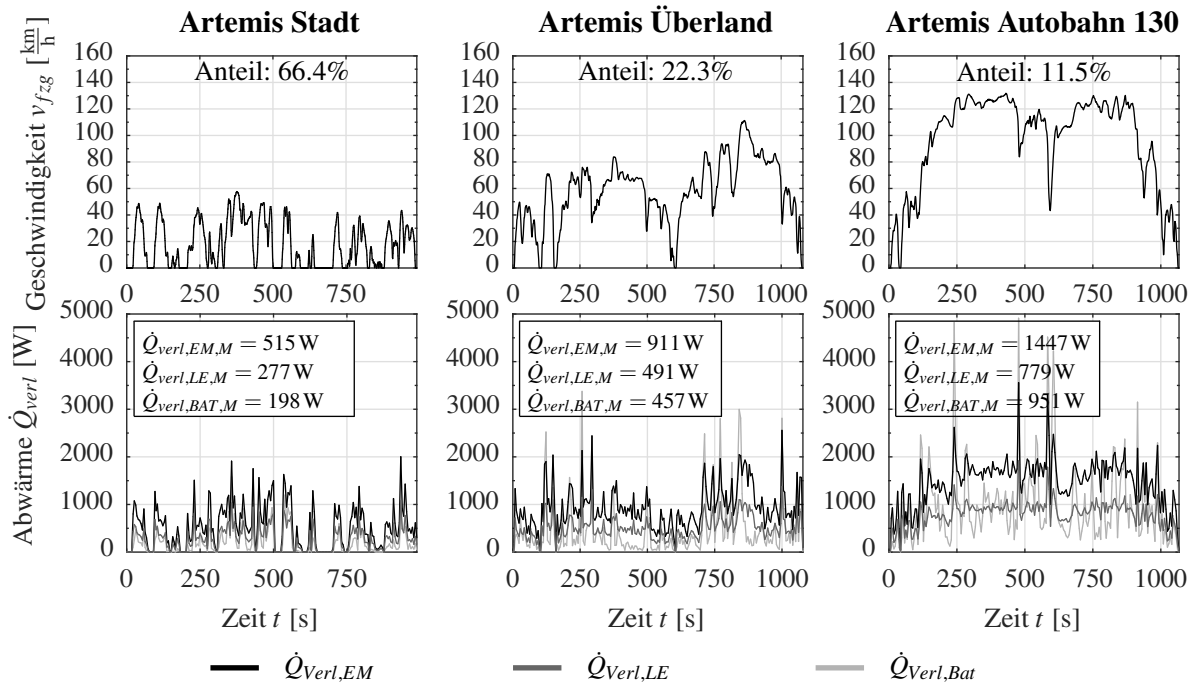


Abbildung B.7: Simulierte thermische Verlustleistungen in den drei CADC-Zyklen sowie Mittelwerte (Index M) für ein BEV der Kompaktklasse (vgl. Abschnitt B.1).

Abbildung B.7 zeigt typische simulierte Verlustwärm­en. Bei einer Umgebungstemperatur von 25 °C ergibt sich im Mittel für den Fahrzyklus Common Artemis Drive Cycle (CADC) Autobahn 130 ein Verbrauch von 14.91 kWh/100km, im CADC Überland von 9.95 kWh/100km und im CADC Stadt von 11.76 kWh/100km. Im Fahrzyklus Artemis Autobahn 130 betragen die mittleren thermischen Verluste der Leistungselektronik 779 W, die mittleren thermischen Verluste der elektrischen Maschine hingegen 1447 W. Bei der Batterie ergeben sich abhängig von der Temperatur der Batterie thermische Verluste zwischen 821 W und 951 W. In den Fahrzyklen Artemis Stadt und Artemis Überland fallen die Verluste geringer aus.

C Graphen zur Beschreibung von thermodynamischen Systemen

Ein Graph ist eine mathematische Struktur, die eine Menge von Objekten sowie die Verbindungen zwischen diesen Objekten beschreibt. In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit an verschiedenen Stellen definierten Graphen zur Beschreibung thermodynamischer Systeme erläutert.

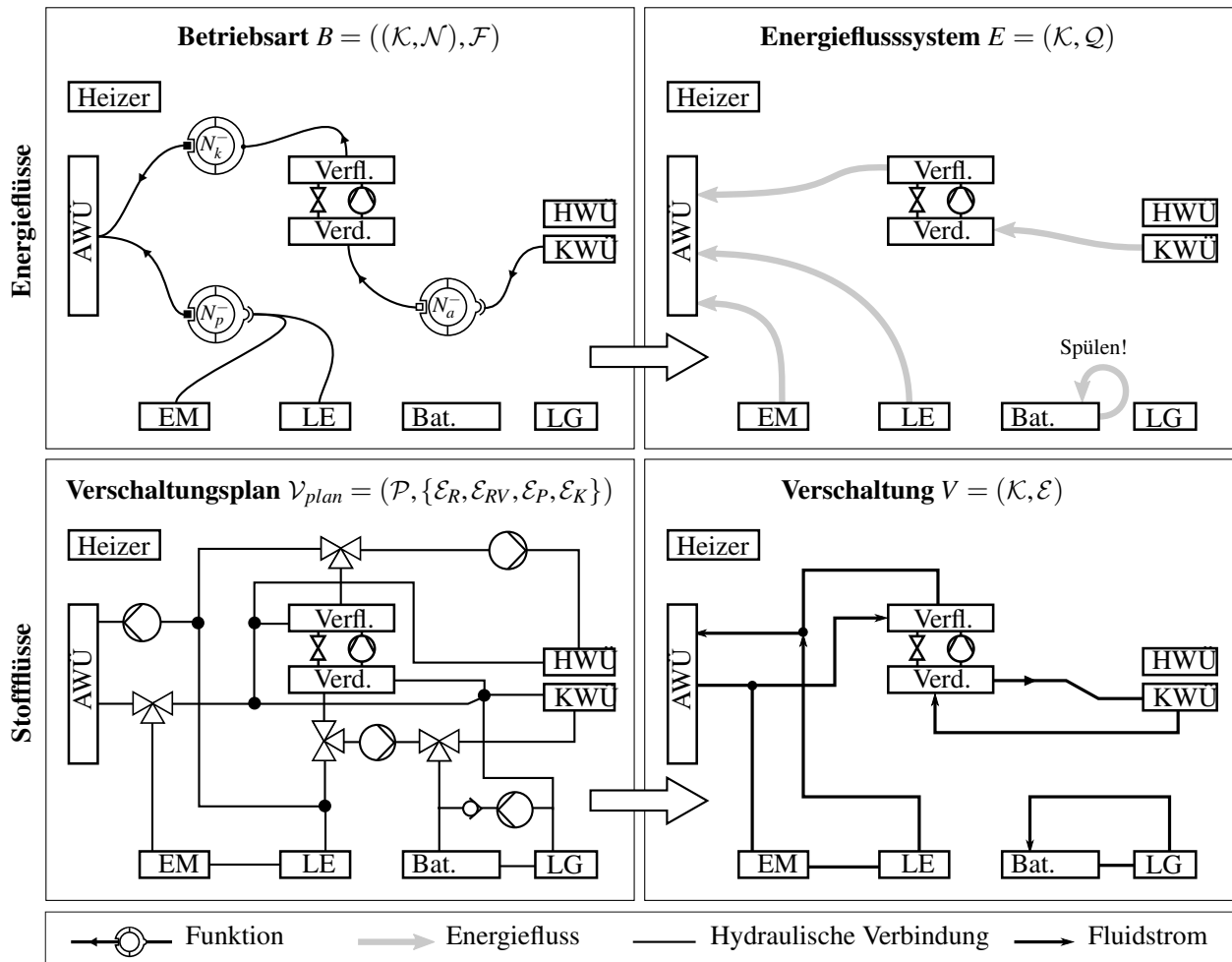


Abbildung C.1: Übersicht der in dieser Arbeit verwendeten Graphen.

Abbildung C.1 zeigt eine Übersicht der in dieser Arbeit verwendeten Graphen. Durch diese werden Energieflüsse (Funktionen und Betriebsarten) und Stoffflüsse (Verschaltungen und Verschaltungspläne) eindeutig beschrieben.

Definition eines Graphen

Ein gerichteter Graph $G = (\mathcal{K}, \mathcal{E})$ ist durch eine Menge \mathcal{K} von Knoten und durch eine Menge \mathcal{E} von Kanten, bestehend aus geordneten Knotenpaaren $\mathcal{E} \subseteq \mathcal{K} \times \mathcal{K}$ beschrieben [114] (vgl.

Abbildung C.2). Die Kanten eines gerichteten Graphen $(v, w) \in \mathcal{E}$ haben eine eindeutige Richtung und können als Pfeil symbolisiert werden.

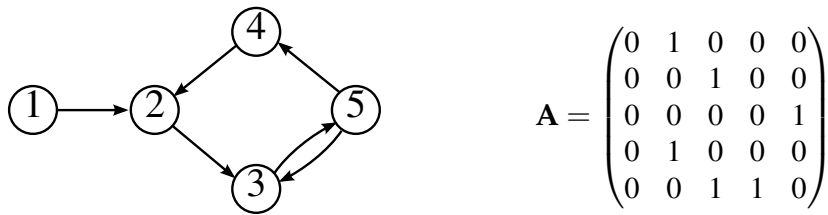


Abbildung C.2: Der gerichtete Graph G mit der Knotenmenge $\mathcal{K} = \{1, 2, 3, 4, 5\}$ und der Kantenmenge $\mathcal{E} = \{(1, 2), (2, 3), (3, 5), (5, 3), (5, 4), (4, 2)\}$. Der Graph G kann ebenfalls durch die Adjazenzmatrix \mathbf{A} ausgedrückt werden.

Stimmen für einen Kantenpfad (v_1, \dots, v_n) Start- und Endknoten überein $v_1 = v_n$, wird dieser Pfad als *Zyklus* bezeichnet. Stimmen *nur* Start- und Endknoten überein, wird der Pfad als *Kreis* bezeichnet. Für den dargestellten Graphen ergeben sich zwei Kreise $L_1 = \{2, 3, 5, 4\}$ und $L_2 = \{3, 5\}$. Entspricht N der Anzahl der Knoten, kann ein Graph G äquivalent durch die Adjazenzmatrix \mathbf{A} mit $N \times N$ Wahrheitswerten gemäß der Definition

$$\mathbf{A}(i, j) = \begin{cases} 1, & \text{wenn } (v_i, w_j) \in \mathcal{E} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{C.1})$$

beschrieben werden. Für jede gerichtete Kante (v, w) gilt also $\mathbf{A}(v, w) = 1$. Während diese Definition für die Beschreibung von Verschaltungen beibehalten wird, kommen zur Beschreibung von Funktionen, Betriebsarten und Verschaltungsplänen Graphen zum Einsatz, bei denen die Definition eines Graphen erweitert wird. Diese Strukturen werden nachfolgend als *erweiterter Graph* bezeichnet. Ein gewichteter Graph $G = (\mathcal{K}, \mathcal{E}, W)$ mit den Kantengewichten W besitzt zu jeder Kante eine Gewichtung. Diese lässt sich ebenfalls mit Hilfe der Adjazenzmatrix \mathbf{A} ausdrücken. Dabei gilt

$$a_{i,j} \neq 0, \quad \text{wenn } (v_i, w_j) \in \mathcal{E}. \quad (\text{C.2})$$

Die Kante (v_i, w_j) hat dabei genau die Gewichtung $a_{i,j}$.

Verschaltung als Graph

Verschaltungen V (Abbildung C.3) können durch einen gerichteten Graphen beschrieben werden. Es gilt:

$$V := (\mathcal{K}, \mathcal{E}) \quad (\text{C.3})$$

mit $\mathcal{K} =$ Menge der Systemkomponenten (C.4)

$\mathcal{E} =$ Menge der Verbindungen (C.5)

Kreise innerhalb des Graphen können durch eine Liste aus *Systemkomponenten* K beschrieben werden: $\{K_1, \dots, K_m\} \subseteq \mathcal{K}$. Sind Ventilstellungen und Pumpenansteuerung gegeben, kann die Verschaltung V aus dem Verschaltungsplan \mathcal{V}_{plan} berechnet werden. Im Gegensatz zum *Verschaltungsplan* werden *Systemkomponenten* durch Knoten \mathcal{K} des Graphen und fluidführende Verbindungen durch Kanten \mathcal{E} repräsentiert.

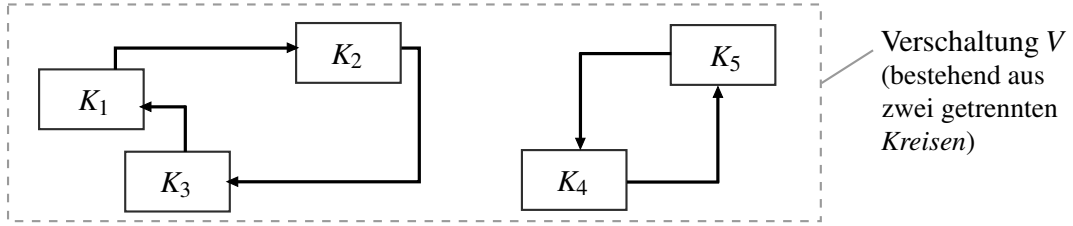


Abbildung C.3: Beispielhafte *Verschaltung* mit zwei *Kreisen*. Eine *Verschaltung* V ergibt sich aus der Verbindung von *Systemkomponenten* K .

Verschaltungsplan als erweiterter Graph

Zur mathematischen Beschreibung von *Verschaltungsplänen* wird ein erweiterter Graph basierend auf hydraulischen Potentialen definiert, der den *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} inklusive seiner Komponenten vollständig beschreibt. Im Gegensatz zur *Verschaltung* repräsentieren Knoten des Graphen \mathcal{K} keine *Systemkomponenten* und Kanten \mathcal{E} keine fluidführenden Verbindungen, stattdessen wird ein erweiterter Graph definiert, dessen Knoten hydraulische Potentiale Φ und dessen Kanten \mathcal{E} hydraulische Komponenten beschreiben. Abbildung C.4 zeigt einen beispielhaften *Verschaltungsplan*.

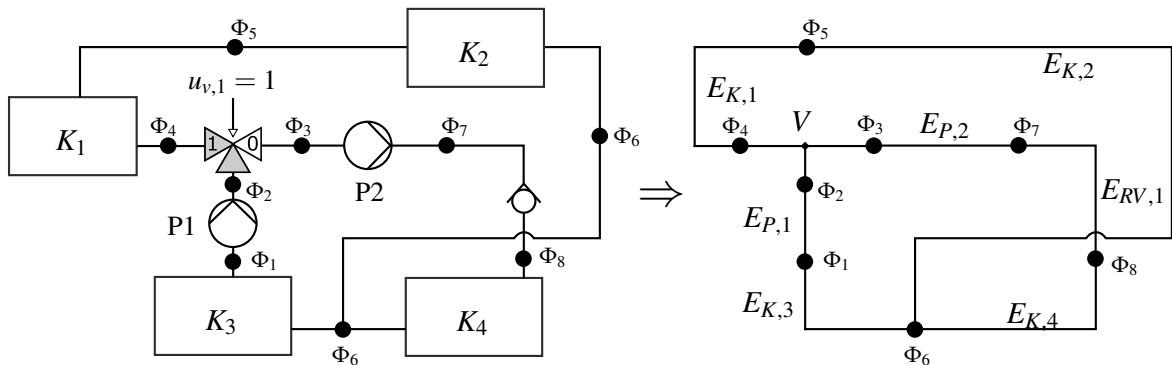


Abbildung C.4: Beispielhafter *Verschaltungsplan*. Ein *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} realisiert eine definierte Menge von *Verschaltungen* V .

Es wird zunächst das hydraulische Potential

$$\Phi_i \in \mathcal{P} \quad (\text{C.6})$$

als Bezugsgröße für hydraulische Komponenten definiert. Hydraulische Komponenten stehen in Verbindung mit zwei oder mehr hydraulischen Potentialen. Der *Verschaltungsplan* \mathcal{V}_{plan} wird als ein erweiterter Graph definiert, dessen Knoten \mathcal{P} hydraulische Potentiale und dessen Kanten \mathcal{E} die hydraulischen Komponenten repräsentieren:

$$\mathcal{V}_{plan} := (\mathcal{P}, \{\mathcal{E}_V, \mathcal{E}_{RV}, \mathcal{E}_P, \mathcal{E}_K\}) \quad (\text{C.7})$$

Dabei wird je nach hydraulischer Komponente zwischen verschiedenen Kanten \mathcal{E}_V , \mathcal{E}_P , \mathcal{E}_K und \mathcal{E}_{RV} unterschieden. Analog zu einem gerichteten Graphen setzen die Kanten jeweils

ein Eingangspotential Φ_1 mit einem Ausgangspotential Φ_2 in Beziehung. Diese Definition einer Kante wird hier erweitert, sodass ein Eingangspotential auch mit mehreren Ausgangspotentialen Φ_2, \dots, Φ_n in Beziehung stehen kann. Der Verschaltungsplan ist damit durch die Potentiale und die vier Matrizen, die analog zu einer Adjazenzmatrix Knoten/Potentiale in Beziehung setzen, vollständig beschrieben. Die definierten hydraulischen Komponenten und deren Matrizen sind in Abbildung C.5 dargestellt.

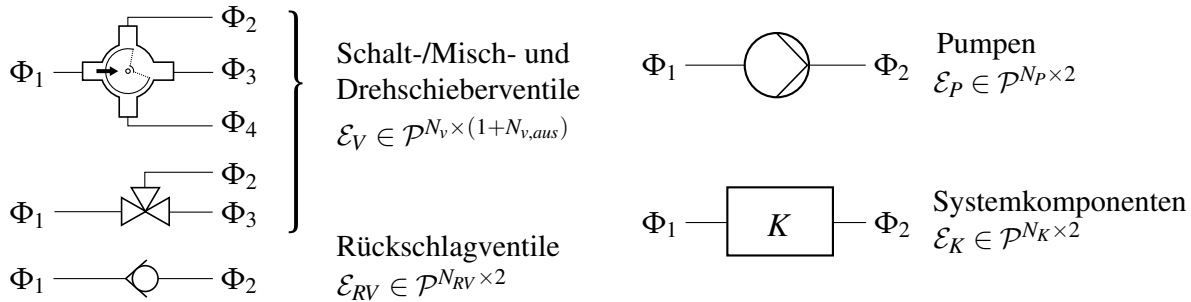


Abbildung C.5: Hydraulische Komponenten und deren Potential Φ (N_K : Anzahl Komponenten, N_P : Anzahl Pumpen, N_V : Anzahl Ventile, N_{RV} : Anzahl Rückschlagventile, $N_{v,aus}$: Anzahl Ausgänge pro Ventil).

Mathematische Beschreibung des hergeleiteten Verschaltungsplans

Der in dieser Arbeit hergeleitete Verschaltungsplan $\mathcal{V}_{plan} := (\mathcal{P}, \{\mathcal{E}_V, \mathcal{E}_{RV}, \mathcal{E}_P, \mathcal{E}_K\})$ kann durch 25 hydraulische Potentiale $\mathcal{P} = \{\Phi_1, \dots, \Phi_{25}\}$ (Abbildung C.6) und vier Matrizen (VENTILE, KOMPONENTEN, RUECKSCHLAGVENTILE und PUMPEN) vollständig beschrieben werden:

```
% Drehschieberausgänge von oben nach unten
```

```
%      ein | aus | aus | aus | aus | aus
```

```
VENTILE = [
```

```
    14,  4, 5,  6,  8;  % DS1
```

```
    16,  8, 7,  1,  0;  % DS2
```

```
    22,  1, 6,  3,  4;  % DS3
```

```
    12,  4, 6,  2,  0;  % DS4
```

```
    19,  1, 6,  3,  0;  % DS5
```

```
    10,  7, 2,  5,  3;  % DS6
```

```
    23, 24, 6, 24, 24;  % DS7
```

```
    25,  2, 6,  8,  5]; % DS8
```

```
% ein | aus
```

```
KOMPONENTEN = [
```

```
    17, 18;  % Leistungselektronik
```

```
    18, 19;  % E-Maschine
```

```
    15, 16;  % Ind. Verflüssiger
```

```
    13, 14;  % Ind. Verdampfer
```

```
     5,  3;  % Kühlungswärmeübertrager
```

```
     7, 25;  % Heizungswärmeübertrager
```

```
    11, 23;  % Umgebungswärmeübertrager
```

```

20, 21;    % Batterie
21, 22;    % Ladegerät
9, 10;     % TES
24, 12];   % Unterkühlungssegment

% ein | aus
RUECKSCHLAGVENTIL = [
    3, 2]; % Rückschlagventil 1

% ein | aus
PUMPEN = [
    8, 9;    % P1
    1, 11;   % P2
    3, 13;   % P3
    2, 15;   % P4
    6, 17;   % P5
    4, 20]; % P6

NETWORK      = {};
NETWORK.VENTILE = VENTILE;
NETWORK.KOMPONENTEN = KOMPONENTEN;
NETWORK.RUECKSCHLAGVENTIL = RUECKSCHLAGVENTIL;
NETWORK.PUMPEN = PUMPEN;

```

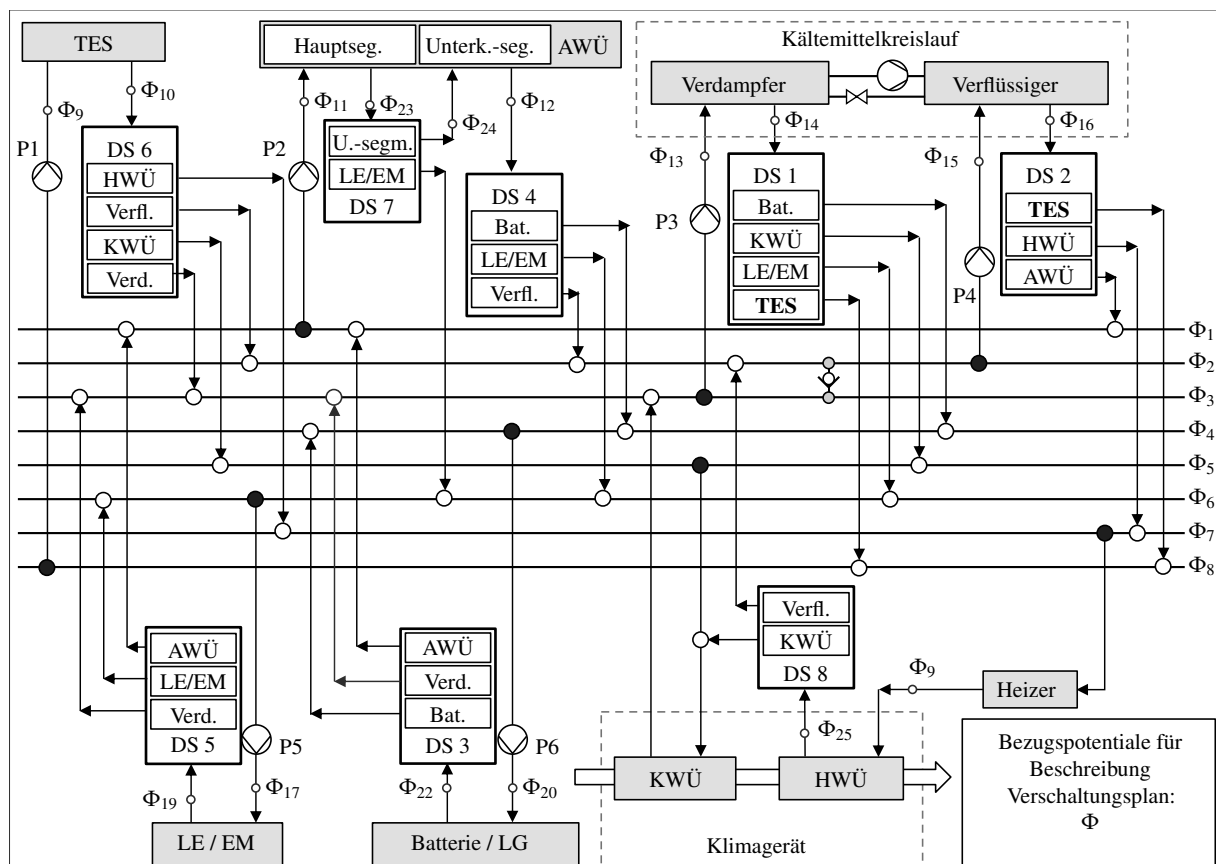


Abbildung C.6: Verschaltungsplan mit hydraulischen Potentialen Φ .

Betriebsart als erweiterter Graph

Durch Verbindungen von *Systemkomponenten* und *virtuellen Knoten* entstehen Energieflüsse. Diese Verbindungen werden *Funktionen* genannt. Mehrere aktive Funktionen führen zu einer *Betriebsart* (Abbildung C.7).

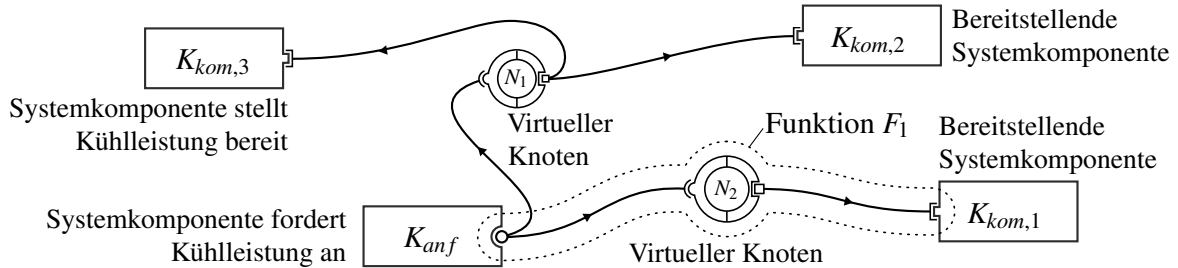


Abbildung C.7: Betriebsart bestehend aus Systemkomponenten K , virtuellen Knoten N und deren Verbindungen (Funktionen F)

Die geordneten Paare (K_{anf}, N) und (N, K_{kom}) werden als (thermische) Funktion F bezeichnet und beschreiben einen Energiefluss zwischen zwei *Systemkomponenten* durch Verknüpfung beider Komponenten mit einem *virtuellen Knoten* N :

$$F := ((K_{anf}, N), (N, K_{kom})) \quad (C.8)$$

Die geordneten Paare (K_{anf}, N) und (N, K_{kom}) , kurz Funktionen F , können als Kanten eines erweiterten Graphen verstanden werden. Systemkomponenten K und virtuelle Knoten N können als Knoten verstanden werden.

$$B := ((K, \mathcal{N}), \mathcal{F}) \quad (C.9)$$

Alternativ kann eine Betriebsart durch eine Systemkomponenten-Knoten-Matrix beschrieben werden. Die zeitabhängige Systemkomponenten-Knoten-Matrix **KNM** beschreibt zu jedem Zeitpunkt (eine aktive Betriebsart je Zeitschritt), welche Systemkomponente K welchem virtuellen Knoten N zugeordnet wird:

$$\mathbf{KNM}(t) = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\Delta,1,1} & \cdots & \dot{Q}_{\Delta,1,n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \dot{Q}_{\Delta,N,1} & \cdots & \dot{Q}_{\Delta,i,j} \end{pmatrix} \quad \text{mit} \quad (C.10)$$

wobei $\dot{Q}_{\Delta,n,m} \neq 0$ angibt, ob Systemkomponente K_n dem virtuellen Knoten N_m zum Zeitpunkt t zugeordnet ist. Für $\dot{Q}_{\Delta,n,m} \neq 0$ beschreibt $\dot{Q}_{\Delta,n,m}$ die zwischen Systemkomponente K_n und dem virtuellen Knoten N_m übertragene Leistung. Die Zeilensumme

$$Q_{N,n} = \sum_n \dot{Q}_{\Delta,n} \quad (C.11)$$

ist dabei immer 0, da die Bilanzsumme für jeden virtuellen Knoten 0 sein muss.

Energieflusssystem als Graph

Auch das Energieflusssystem E zwischen Systemkomponente K kann durch einen gerichteten Graphen beschrieben werden (Abbildung C.8). Systemkomponenten K werden als Knoten und einzelne Energieflüsse $Q \in \mathcal{Q} \subset \mathcal{K} \times \mathcal{K}$ als Kanten beschrieben:

$$E := (\mathcal{K}, \mathcal{Q}) \quad (\text{C.12})$$

Das Energieflusssystem E kann aus einer Betriebsart B eindeutig bestimmt werden.

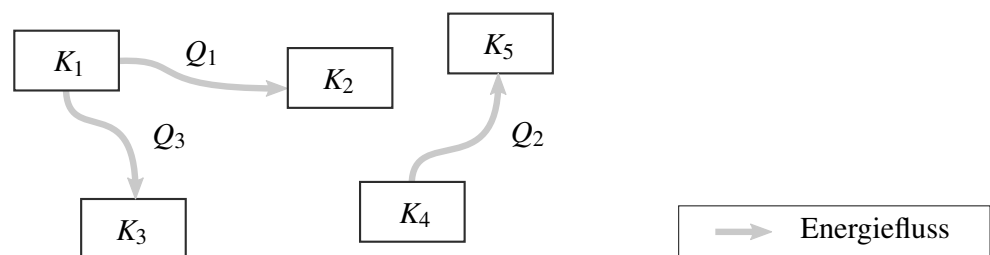


Abbildung C.8: Energieflusssystem E bestehend aus Systemkomponenten K und einzelnen Energieflüssen Q .

D Listen, Tabellen und Übersichten

Anhang D fasst die in dieser Arbeit referenzierten Listen, Tabellen und Übersichten zusammen.

D.1 Übersicht Heiz- und Kühlsysteme für BEVs und PHEVs

Dieser Abschnitt gibt eine Übersicht über Heiz- und Kühlsysteme für BEVs und PHEVs, die zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit öffentlich zugänglich sind. Es wird zwischen Systemen im Serieneinsatz und Systemen, die in der Forschung diskutiert werden unterschieden. Heiz- und Kühlsysteme, bei denen Sekundärkreisläufe einen Schwerpunkt bilden, werden getrennt in einer eigenen Kategorie aufgeführt.

Beispiele für Heiz- und Kühlsysteme in Serie

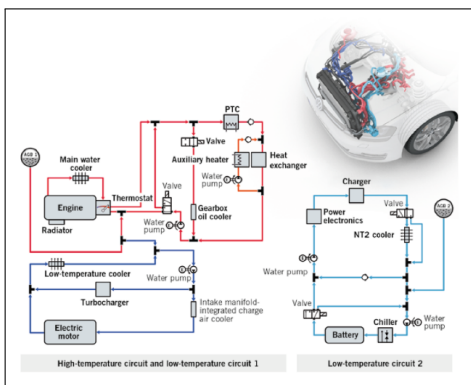


Abbildung D.1: Volkswagen MQB PHEV [89]

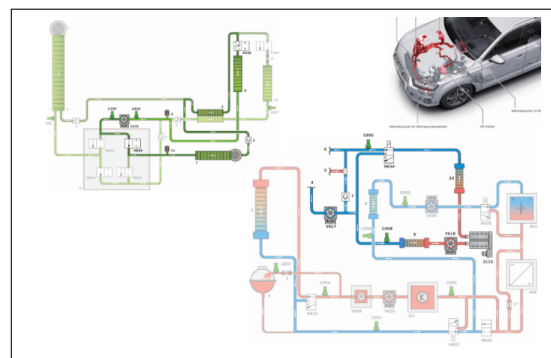


Abbildung D.2: Audi Q7 PHEV [178]

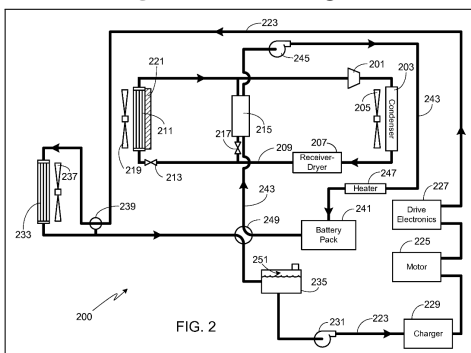


Abbildung D.3: Tesla Model S [179]

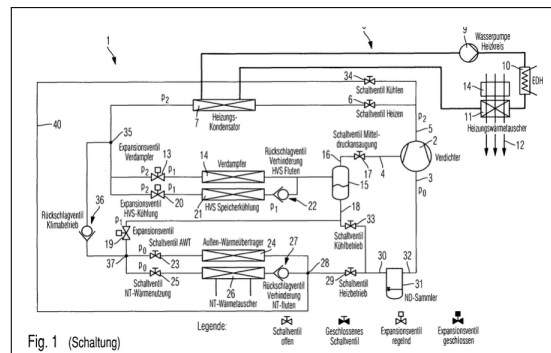


Abbildung D.4: BMW i3 [180]

Beispiele für Heiz- und Kühlsysteme, die in der Forschung diskutiert werden

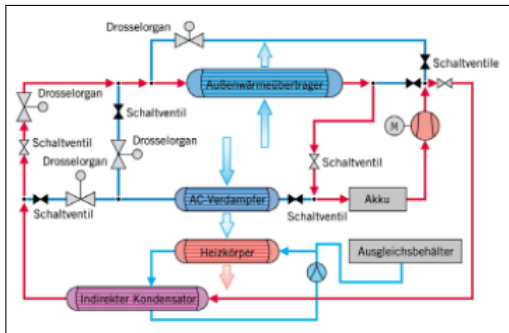


Abbildung D.5: Jung (Behr) [32]

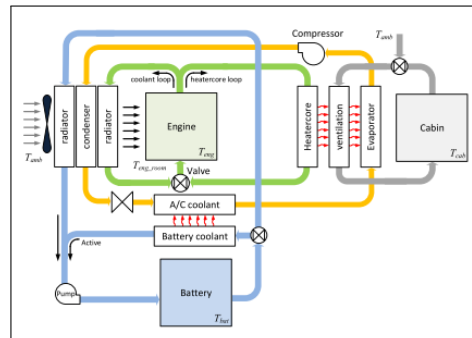


Abbildung D.6: Namwook [181]

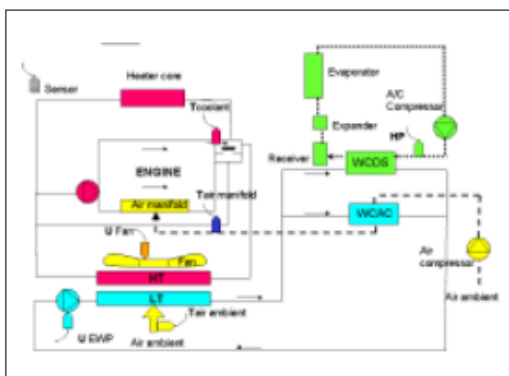


Abbildung D.7: Ngy-Srun (Valeo) [40]

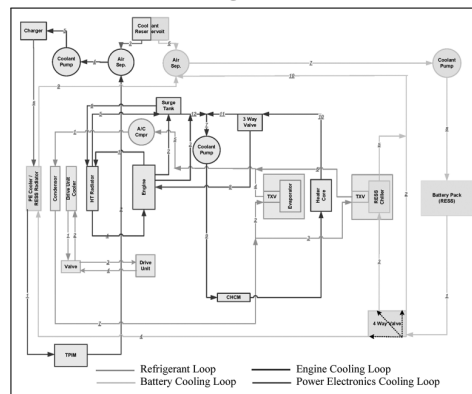


Abbildung D.8: Hamut et. al. [182]

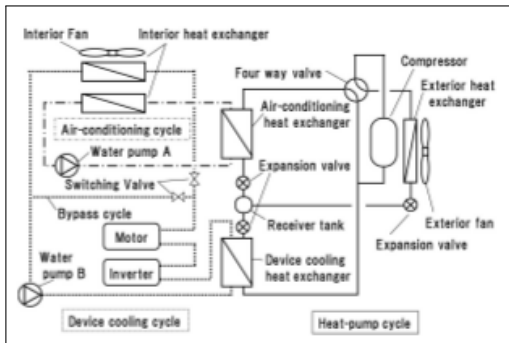


Abbildung D.9: Yokoyama (Hitachi) [36]

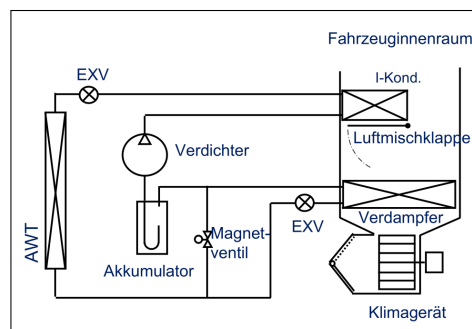


Abbildung D.10: Hünemörder (Denso) [39]

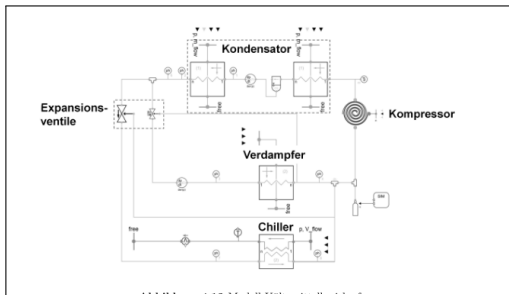


Abbildung D.11: Hohmann (VW) [12]

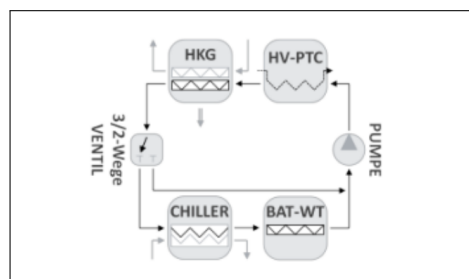


Abbildung D.12: Hofemeier (VW) [25]

D.1 Übersicht Heiz- und Kühlsysteme für BEVs und PHEVs

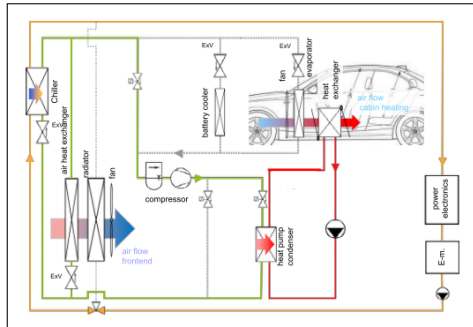


Abbildung D.13: Schedel (BMW) [31]

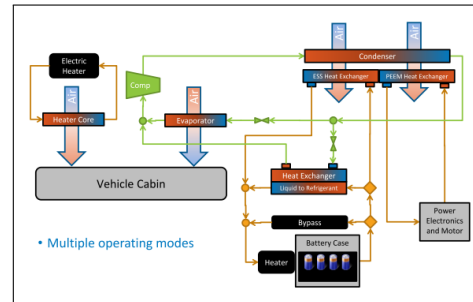


Abbildung D.14: Rugh (NREL) [58]

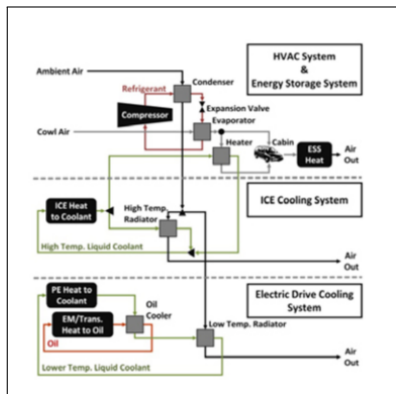


Abbildung D.15: Bennion (NREL) [183], [35]

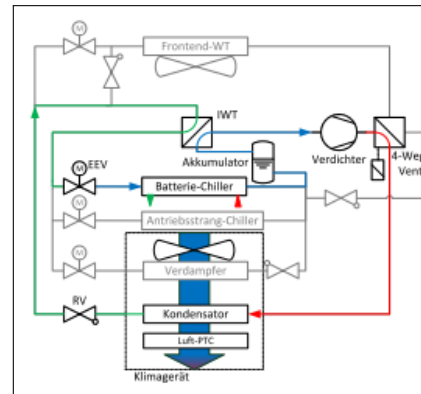


Abbildung D.16: Hörth [30]

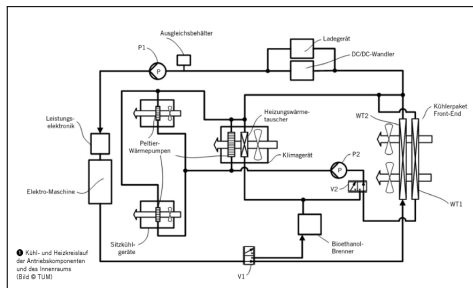


Abbildung D.17: Präbst [87]

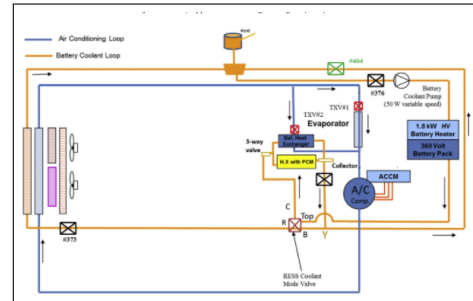


Abbildung D.18: Javani [184]

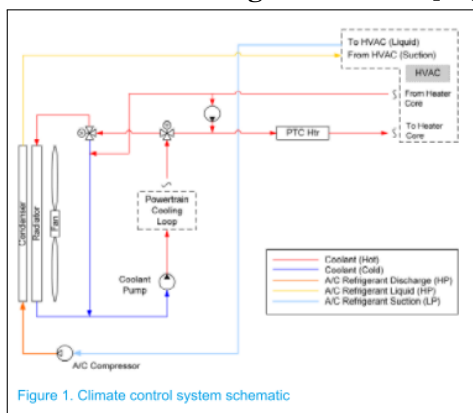


Figure 1. Climate control system schematic

Abbildung D.19: Guangning (Ford) [185]

Beispiele für vollständige oder teilweise Sekundärkreislauflsysteme

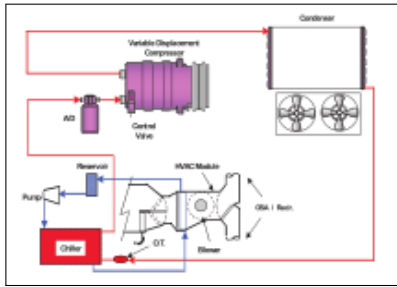


Abbildung D.20: Ghodbane [54]

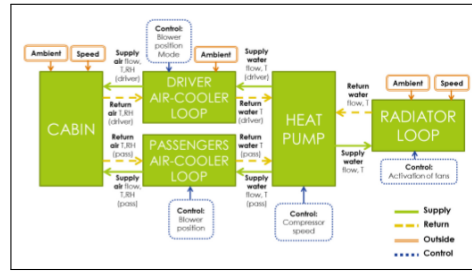


Abbildung D.21: Torregrosa-Jaime [11]

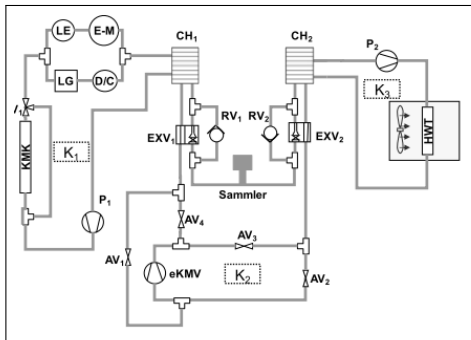


Abbildung D.22: Oleg (IAV) [38]

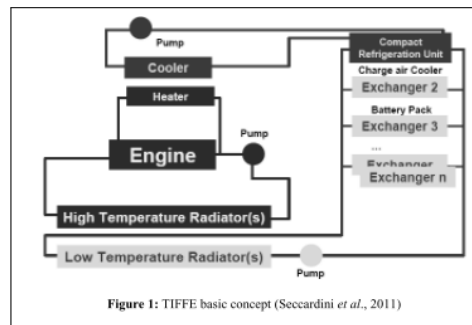


Figure 1: TIFFE basic concept (Seccardini et al., 2011)

Abbildung D.23: Lemke [150]

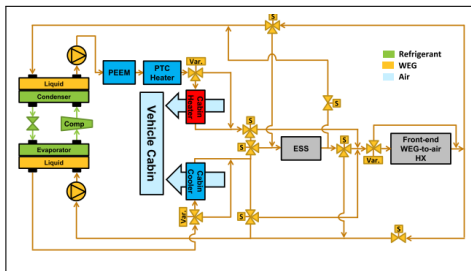


Abbildung D.24: Leighton (NREL) [46]

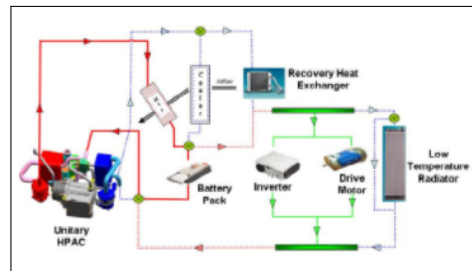


Abbildung D.25: Kowsky (Delphi) [51]

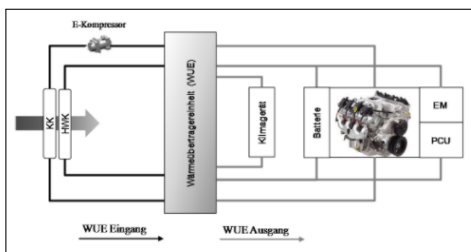


Abbildung D.26: Herschold-Pleißnig [41]

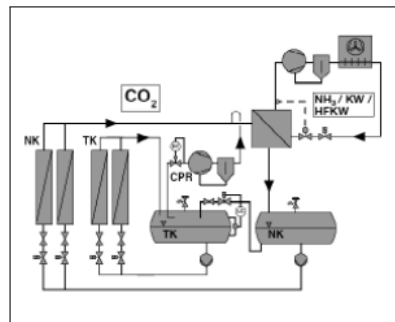


Abbildung D.27: Hesse [42]

D.2 Auftrittshäufigkeiten von klimatischen Randbedingungen

In diesem Abschnitt werden die Auftrittshäufigkeiten von den in dieser Arbeit zur Simulation angewendeten Randbedingungen aufgelistet. Die Auftrittshäufigkeiten dienen der Gewichtung, um Aussagen für bestimmte Regionen auf Basis von einzelnen Simulationsergebnissen treffen zu können.

Gewichtungsfaktoren der 48 Tagesfahrzyklen

Für die in Kapitel 5 (Abschnitt 5.1) durchgeführte Analyse werden 48 Kombinationen aus 12 Tagesfahrzyklen und 4 Klimaverläufen gebildet. Für jede sich ergebene Kombination ist nachfolgend ein Gewichtungsfaktor angegeben. Die Werte werden aus [68] übernommen.

Tag →	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}	T_{11}	T_{12}	Σ
Klima 1	7.3%	6.4%	5.2%	4.9%	3.4%	3.0%	3.0%	2.8%	2.3%	1.8%	0.9%	0.8%	42%
Klima 2	6.9%	6.0%	4.9%	4.6%	3.2%	2.8%	2.8%	2.6%	2.2%	1.7%	0.9%	0.8%	39%
Klima 3	3.2%	2.8%	2.3%	2.1%	1.5%	1.3%	1.3%	1.2%	1.0%	0.8%	0.4%	0.4%	18%
Klima 4	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	1%
Σ	17%	15%	13%	12%	8%	7%	7%	7%	6%	4%	2%	2%	100%

Tabelle D.1: Gewichtung der 48 Kombinationen aus 12 Tagesfahrzyklen und 4 Klimaverläufen.

Gewichtungsfaktoren in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

Ist der Energieverbrauch eines Systems in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ermittelt, kann mit nachfolgend angegebenen Gewichtungsfaktoren ein Gesamtenergieverbrauch im Jahresmittel berechnet werden. Die Faktoren berücksichtigen auch die statistische Verteilung von Auftrittshäufigkeit und Auftrittsort. Das Fahrverhalten wird der NHTS entnommen. Auftrittsorte werden anhand von Einwohnerzahlen ermittelt.

T [°C]	−30	−25	−20	−15	−10	−5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Europa	0%	0%	0%	0%	1%	3%	9%	16%	20%	21%	17%	9%	3%	1%	0%	0%	0%
USA	0%	0%	0%	0%	1%	3%	6%	10%	13%	15%	20%	18%	10%	3%	1%	0%	0%
China	0%	0%	0%	1%	1%	3%	6%	10%	12%	13%	16%	19%	15%	3%	0%	0%	0%
Indien	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	1%	4%	10%	30%	37%	15%	3%	0%	0%

Tabelle D.2: Gewichtungsfaktoren in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur für verschiedene Regionen mit Berücksichtigung der Auftrittshäufigkeit von Fahrereignissen.

Auftrittshäufigkeiten der Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten

Eine einfache Abschätzung zur Effizienzsteigerung von Maßnahmen im Jahresmittel kann getroffen werden, indem für die drei repräsentativen Betriebsmodi der Klimatisierung (Heizen, Kühlen und Entfeuchten) Energieverbräuche ermittelt werden. Mit Hilfe der Auftrittshäufigkeit (Abbildung D.28) können die einzelnen Ergebnisse gewichtet werden. Nachfolgend sind die repräsentativen Randbedingungen für die drei Betriebsmodi sowie die Auftrittshäufigkeit für verschiedene Regionen angegeben.

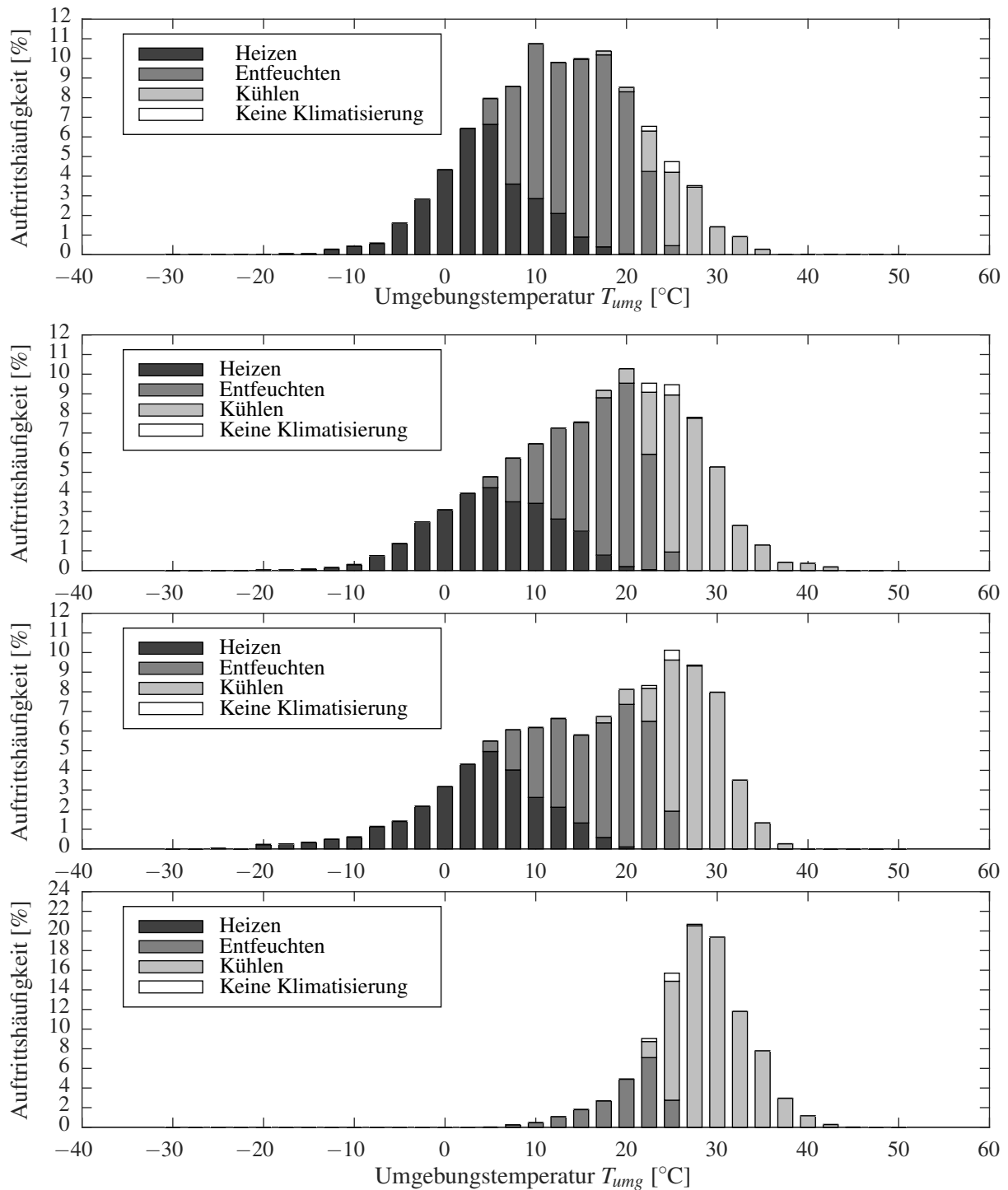


Abbildung D.28: Aufttrittshäufigkeit der Fälle Heizen, Kühlen und Entfeuchten mit Berücksichtigung von Bevölkerungsdichte und Fahrzeiten für Europa, USA, China und Indien.

Die Gewichtung soll an einem einfachen Beispiel demonstriert werden. Dazu werden die Ergebnisse aus Kapitel 7 aufgegriffen und entsprechend ihrer Jahreseffizienzsteigerung betrachtet. Tabelle D.3 zeigt die sich ergebenden energetischen Vorteile für die untersuchten Maßnahmen.

Ein Energievorteil für den ebenfalls untersuchten Entfeuchtungsfall wird nicht angegeben, da die untersuchte Maßnahme immer erforderlich ist. Die jeweiligen Maßnahmen für den Heiz- und Kühlfall werden gemäß der zuvor beschriebenen Gewichtungen für verschiedene Regionen bewertet. Insbesondere für den Heizfall resultiert für alle Regionen ein Energieverbrauchsvorteil von ca. 9 %.

	Gewichteter Energieverbrauch			Vorteil Maßnahme		
	EU	USA	China	EU	USA	China
Grundverbrauch	0.755 kWh	0.655 kWh	0.656 kWh	0.0%	0.0%	0.0%
mit Maßnahme Heizen	0.687 kWh	0.596 kWh	0.594 kWh	-9.0%	-9.1%	-9.4%
mit Maßnahme Kühlen	0.750 kWh	0.646 kWh	0.646 kWh	-0.7%	-1.4%	-1.5%

Tabelle D.3: Übersicht der regional gewichteten Energieverbrauchsvorteile, die sich für die untersuchten Maßnahmen aus Kapitel 7 ergeben.

D.3 Automatisch generierte Übersicht aller Funktionen

Alle sinnvollen Funktionen des hier betrachteten Heiz- und Kühlsystems, die sich aus dem in Kapitel 4 beschriebenen Schema (Abbildung 4.15) bilden lassen. Die Funktionen werden automatisch generiert. Es werden auch Funktionen berücksichtigt, bei denen der Kältemittelkreislauf aktiv ist.

1	KWÜ	kühlen	mit	Kältemittelkreislauf	(Verd.)	mit	Senke	Umgebung
2	KWÜ	kühlen	mit	Kältemittelkreislauf	(Verd.)	mit	Senke	TES
3	KWÜ	kühlen	mit	TES				
4	HWÜ	heizen	mit	LE				
5	HWÜ	heizen	mit	EM				
6	HWÜ	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	BAT
7	HWÜ	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	LE
8	HWÜ	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	EM
9	HWÜ	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	Umgebung
11	HWÜ	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	TES
12	HWÜ	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	Heizer
14	HWÜ	heizen	mit	TES				
15	HWÜ	heizen	mit	Heizer				
16	BAT	heizen	mit	LE				
17	BAT	heizen	mit	EM				
18	BAT	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	LE
19	BAT	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	EM
20	BAT	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	Umgebung
22	BAT	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	TES
23	BAT	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	Heizer
25	BAT	heizen	mit	TES				
26	BAT	heizen	mit	Heizer				
27	BAT	kühlen	mit	Umgebung				
28	BAT	kühlen	mit	Kältemittelkreislauf	(Verd.)	mit	Senke	Umgebung
29	BAT	kühlen	mit	Kältemittelkreislauf	(Verd.)	mit	Senke	TES
30	BAT	kühlen	mit	TES				
31	LE	kühlen	mit	Umgebung				
32	EM	kühlen	mit	Umgebung				
33	TES	heizen	mit	LE				
34	TES	heizen	mit	EM				
35	TES	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	BAT
36	TES	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	LE
37	TES	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	EM
38	TES	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	Umgebung
40	TES	heizen	mit	Wärmepumpe	(Verfl.)	mit	Quelle	Heizer
42	TES	heizen	mit	Heizer				
43	TES	heizen	mit	Umgebung				
44	TES	kühlen	mit	Umgebung				
45	TES	kühlen	mit	Kältemittelkreislauf	(Verd.)	mit	Senke	Umgebung

HWÜ: Heizungswärmeübertrager, KWÜ: Kühlungswärmeübertrager, LE: Leistungselektronik, EM: Elektrische Maschine, BAT: Batterie, TES: Thermischer Speicher

D.4 Übersicht prozessnaher Regler und Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie, die in dieser Arbeit zur Regelung des Heiz- und Kühlsystems genutzt wird, setzt sich zum einen aus prozessnahen Reglern für Verdichter, Heizer, Lüfter und einzelne Drehschieberstellungen und zum anderen aus einer überlagerten Steuerungsebene, die die Regler gemäß der Anforderungen und Randbedingungen aktiviert. Zudem wird durch die überlagerte Steuerungsebene eine Verschaltung durch Stellen von Ventilen und Pumpen ausgewählt. Die Steuerungsebene wird als Wahrheitstabelle realisiert und ist in Tabelle D.5 dargestellt. Eine Übersicht der prozessnahen Regler ist in Tabelle D.4 gegeben.

Index	ID	Beschreibung	Regelgröße
$u_{R,Heizer}$	1	Heizregler	$T_{Luft,IR,ein}$
	2	Heizen gemäß LookUp-Table	Steuerung
	0	Regler deaktiviert	
Index	ID	Beschreibung	Regelgröße
$u_{R,KMV}$	1	Heizregler	$T_{Luft,IR,ein}$
	2	Kühlregler	$T_{Luft,IR,ein}$
	3	Entfeuchtungsregler	$T_{Luft,HWÜ,aus}$
	0	Regler deaktiviert	
Index	ID	Beschreibung	Regelgröße
$u_{R,BAT}$	1	Regelung Batteriedrehschieber	\tilde{T}_{BAT}
	0	Regler deaktiviert	
Index	ID	Beschreibung	Regelgröße
$u_{R,Lüfter}$	1	Rücklauftemperaturregler	$T_{sf,AWÜ,aus}$
	2	Konstantbetrieb 30%	Steuerung
	0	Regler deaktiviert	

Tabelle D.4: Prozessnahe Regler für Hochvolt-Heizer und Verdichter. Die Aktivierung erfolgt durch den Vektor u_R .

Wahrheitstabelle:

#	Beschreibung	Bedingung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	Innenraumheizen	Betriebsmodus == 1	T	T	T	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	Innenraumkühlen	Betriebsmodus == 3	-	-	-	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	-	-	-	-	-	-	-
3	Innenraumentfeuchten	Betriebsmodus == 2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	T	T	T	T	T	T	-
4	Batterie zu heiß	$\tilde{T}_{Bat} \geq 35$	-	-	-	-	-	-	T	T	T	T	F	F	F	T	-	-	-	-	-	-
5	LE oder EM zu heiß	$\tilde{T}_{LE} \geq 70 \parallel \tilde{T}_{EM} \geq 60$	-	-	-	-	-	-	F	F	T	T	T	T	F	-	T	F	-	-	-	-
6	TES günstiger als LE/EM	$\tilde{T}_{TES} \geq -5$	-	F	T	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	TES wärmer als KWÜ	$\tilde{T}_{TES} + 1 > T_{st,KWÜ,soll}$	-	-	-	F	T	-	-	-	-	-	-	-	-	-	F	F	-	T	-	-
8	TES wärmer als Umg.	$\tilde{T}_{TES} + 5 > T_{umg}$	-	-	-	F	F	T	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	T	-	-	-
9	TES vorhanden	TES_INSTALLED	F	T	T	T	T	T	F	F	F	F	F	F	F	-	T	T	T	T	-	-
10	AWÜ mit Unterh.-Seg.	AHX_EXT_INSTALLED	-	-	-	-	-	-	T	F	T	F	T	F	F	-	-	-	-	-	-	-
11	Drehschieber 8 vorhand.	DS8_INSTALLED Aktion	4	4	13	14	15	6	5	6	5	6	7	6	8	11	17	16	18	12	12	3

Aktionen:

#	Beschreibung	uv (Ventilstellungen)	u _{R,BAT}	u _{R,Lüfter}	u _{R,KMV}	u _{R,Heizer}	Betriebsmodus
1	Keine Auswahl	[0 0 0 0 0 0 0 1 1]	0	0	2	0	0
3	Heizen mit HWÜ und KWÜ, Wärmepumpe mit Quelle LE/EM	[3 2 0 0 3 0 0 1 4]	0	0	1	2	H
4	Heizen, Wärmepumpe mit Quelle LE/EM	[3 2 0 0 3 0 0 1 1]	0	0	1	2	H
5	Kühlen inkl. Batterie mit Unterkühlungssegment	[2 3 3 3 1 0 1.5 1]	1	1	2	0	K
6	Kühlen inkl. Batterie ohne Unterkühlungssegment	[2 3 3 2.5 1 0 1 1]	1	1	2	0	K
7	Kühlen mit Unterkühlungssegment	[2 3 3 3 1 0 1.8 1]	1	1	2	0	K
8	Kühlen ohne Unterkühlungssegment	[2 3 4 2.5 1 0 1 1]	1	1	2	0	K
9	Kühlen ohne LE/EM mit/ohne Unterkühlungssegment	[2 3 4 3 1 0 1 1]	0	1	2	0	K
10	Kühlen inkl. Batterie ohne LE/EM	[2 3 3 3 3 0 0 1 1]	1	1	2	0	K
11	Kühlen inkl. Batterie ohne LE/EM	[2 3 3 3 3 0 0 1 1]	0	1	2	0	K
11	Entfeuchten mit Kühlung LE/EM mit BAT (passiv)	[2 2 2 1 1 0 1 1]	0	2	3	1	E
12	Entfeuchten	[2 2 0 2.5 1 0 1 1]	0	2	3	1	E
13	Heizen mit TES (indirekt) mit heißem TES	[4 2 4 0 2 4 0 1]	0	0	1	2	H
14	Kühlen mit TES (direkt) mit kaltem TES	[4 3 0 2.5 1 3 1 0]	1	1	2	0	K
15	Kühlen mit TES (indirekt mit Kältemaschine) mit kaltem TES	[2 1 0 2 1 2 1 0]	1	1	2	0	K
16	Entfeuchten mit kaltem TES	[0 0 0 0 0 0 0 0]	0	0	3	1	E
17	Entfeuchten mit TES & Kühlung LE/EM mit kaltem TES	[4 2 2 0 4 3 1 1.5]	0	2	3	1	E
18	Entfeuchten mit TES & Kühlung LE/EM mit kaltem TES	[4 2 2 2 1 3 1 1]	0	2	3	1	E
18	Entfeuchten mit TES mit heißem TES	[2 1 4 2 1 1 1 1]	0	0	3	1	E

Tabelle D.5: Wahrheits- und Aktionstabelle zur Regelung des Heiz- und Kühlsystems (T = Wahr, F = Falsch, - = Ignorieren).

D.5 Überblick Simulationsmodell

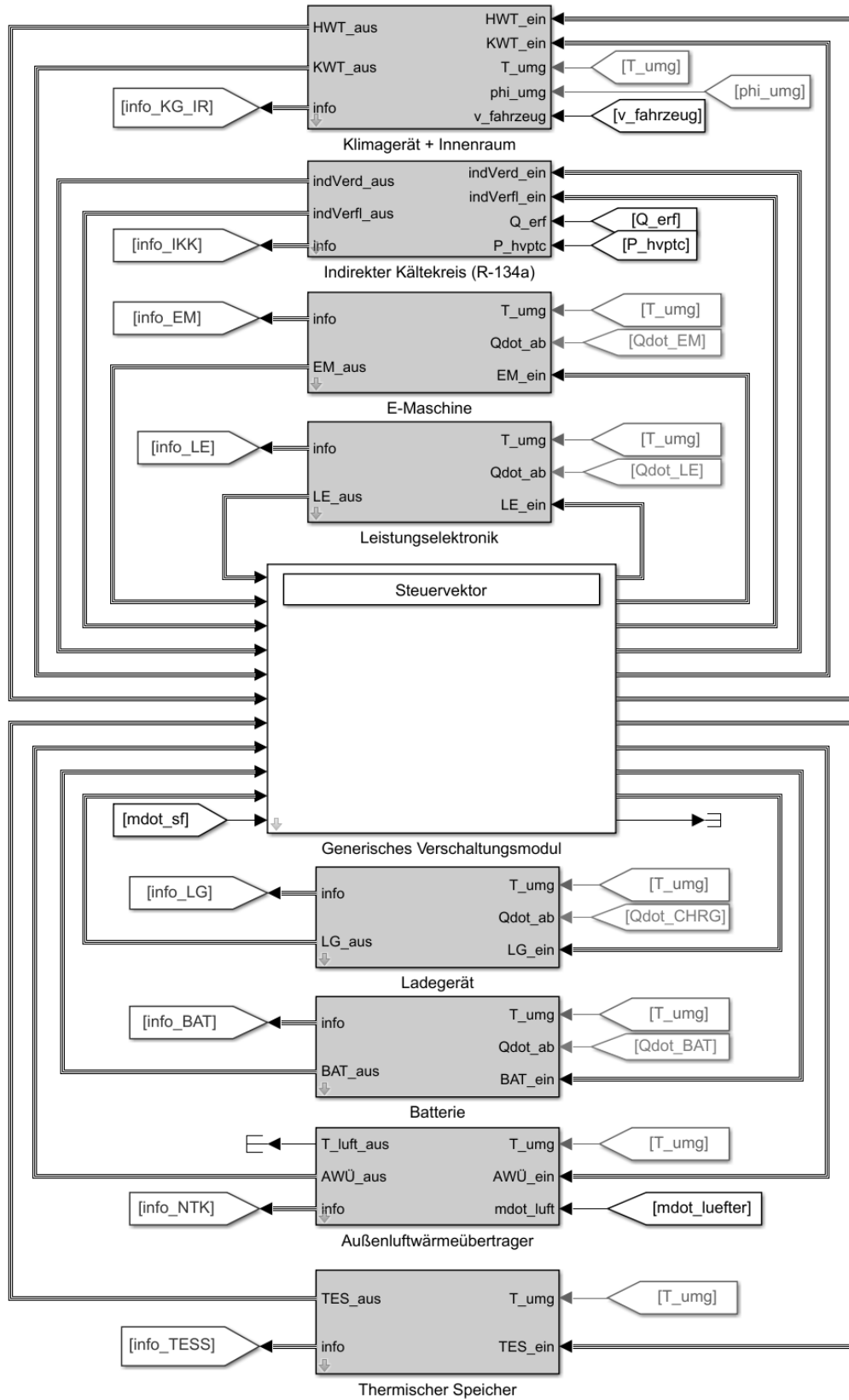


Abbildung D.29: Übersicht Simulationsmodell auf Basis von FMUs.

D.6 Modell Kühlerlüfter

```
function [mdot, P_fan] = Modell_Lueftermodul(v, z, T_umg)

% Modell Lüfter
% v (km/h)   Fahrzeuggeschwindigkeit
% z (%)      Lüfteransteuerung
% T_umg (°C) Umgebungstemperatur
%
% Rückgabe
% mdot (kg/min) Luftmassenstrom Verflüssiger
% P_el (W)     elektrische Leistungsaufnahme
%
% Gültigkeitsbereich:
% Fahrzeuggeschwindigkeit v: 0 ... 200 km/h
% Lüfteransteuerung z:      0 ... 100 %
% Umgebungstemperatur T_umg: 15 ... 45 gC
% Güte:
% Vorhersage Fehler mdot (RMSE): 19.13 g/s (+/-1.9% bei 1 kg/s)
% Vorhersage Fehler mdot (RMSE): 8.19 W  (+/-1.6% bei 500 W)

z = min( max( z, 0 ), 100 );
T_umg = min( max( T_umg, 0 ), 60 );

f0 = 3.930155427324725e-003;
off = 7.681711473590536e-003;
p00 = 2.051178957480423e-002;
p01 = 6.648754066383180e-003;
p10 = 3.344828875519353e-003;
p11 = -2.504145749020883e-005;
p20 = 3.512628968643422e-005;
p30 = -9.540160741296357e-008;

f = 1 - f0*(T_umg-45 + off);
mdot = f*(p00 + p10*v + p01*z + p20*v.^2 + p11*v.*z + p30*v.^3);
mdot = max( mdot, 0 );

p00 = 1.295771750960149e+001;
p10 = -9.835384576790270e-002;
p01 = -2.364256182162119e+000;
p11 = 5.636578646733305e-002;
p02 = 9.827417590831709e-002;
p12 = -6.094395399711627e-004;
p03 = 3.415749381117189e-004;

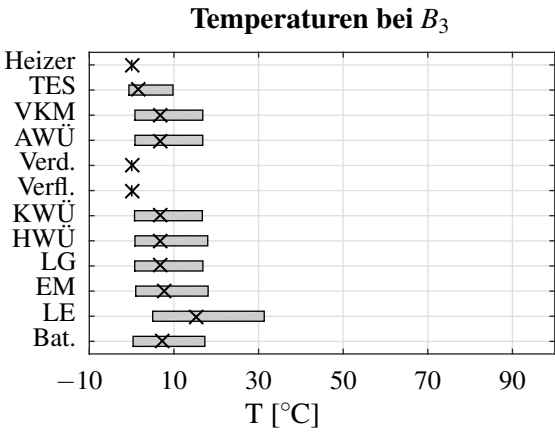
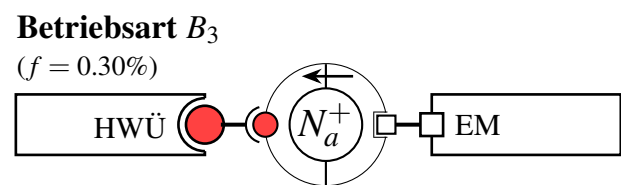
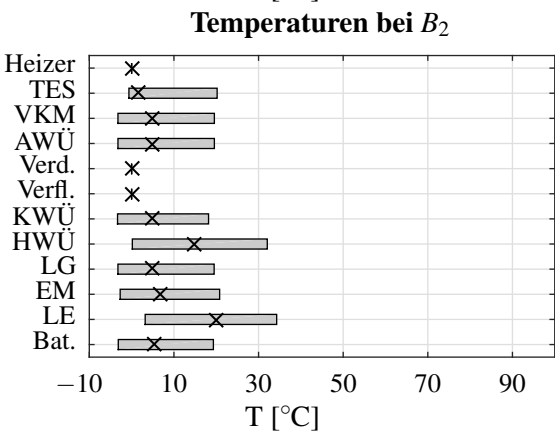
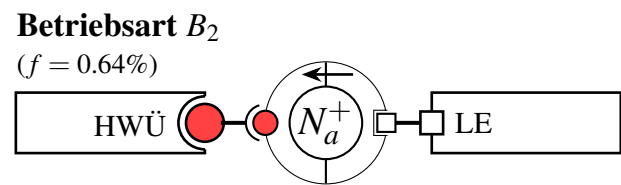
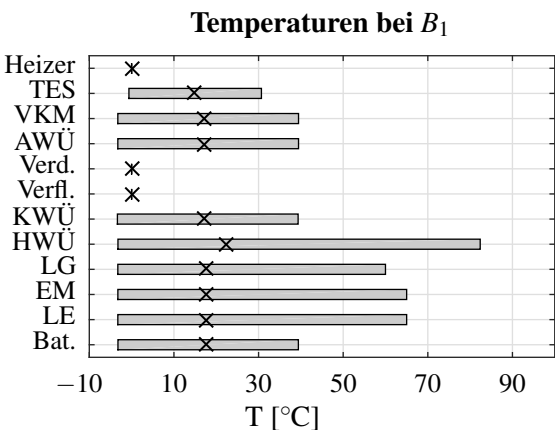
P_fan = (p00 + p10*v + p01*z + p11*v.*z + p02*z.^2 + p12*v.*z.^2 + p03*z.^3);
P_fan = max( P_fan, 0 );

end
```

E Alle identifizierten energiestromflussbasierten Betriebsarten

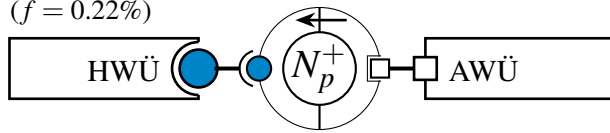
Nachfolgend sind alle energiestromflussbasierten Betriebsarten aufgelistet. Neben einer schematischen Darstellung der thermischen Energieströme, ist der Bereich der auftretenden Komponententemperaturen \tilde{T}_K je Komponente K und Betriebsart B angegeben. Dabei ist der Mittelwert der auftretenden Temperaturen mit \times gekennzeichnet. Die Betriebsart B_1 beschreibt den Zustand, bei dem keine Funktion F des Heiz- und Kühlsystems aktiv ist.

Betriebsart B_1
 (-) $B_1 = \{ \}$

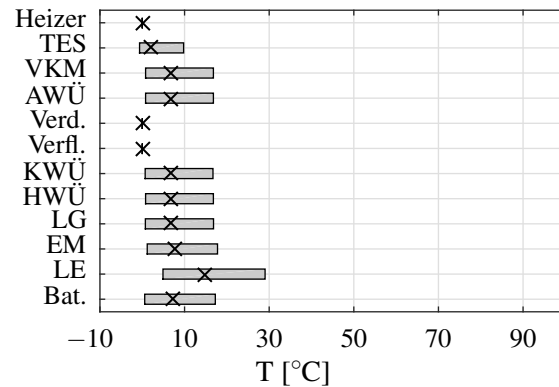


E Alle identifizierten energieflussbasierten Betriebsarten

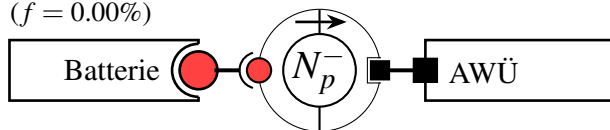
Betriebsart B_4
($f = 0.22\%$)



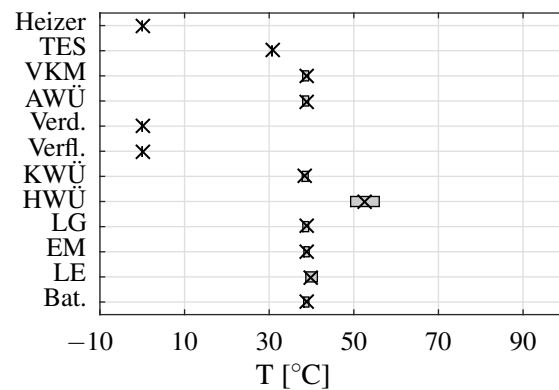
Temperaturen bei B_4



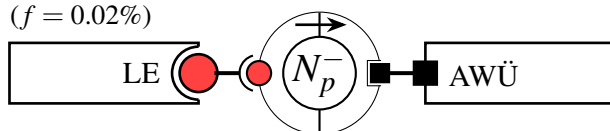
Betriebsart B_5
($f = 0.00\%$)



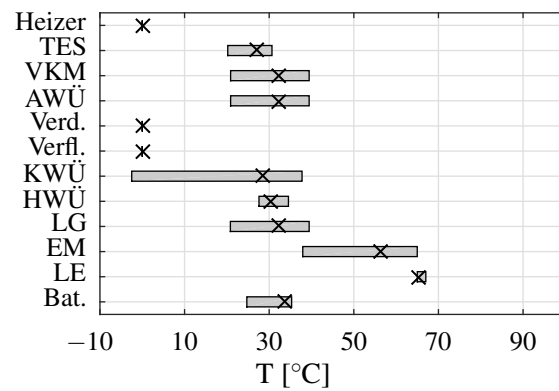
Temperaturen bei B_5



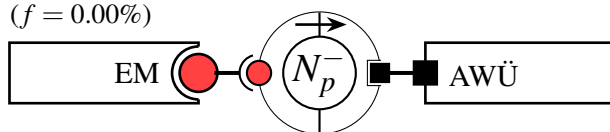
Betriebsart B_6
($f = 0.02\%$)



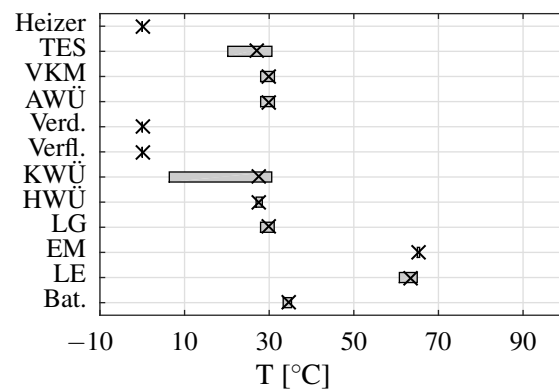
Temperaturen bei B_6



Betriebsart B_7
($f = 0.00\%$)

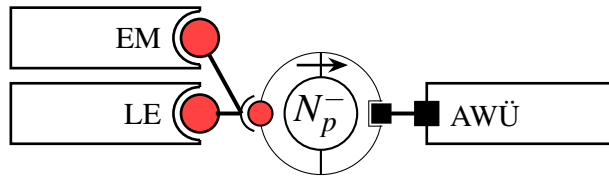


Temperaturen bei B_7

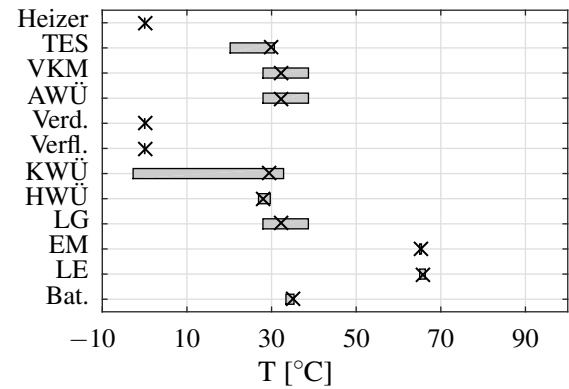


Betriebsart B_8

($f = 0.00\%$)

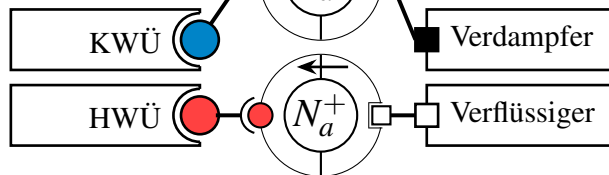


Temperaturen bei B_8

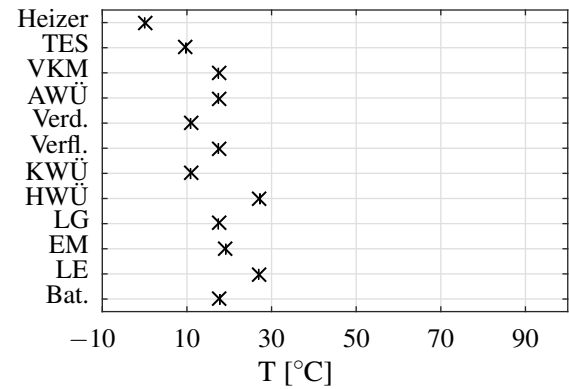


Betriebsart B_9

($f = 0.00\%$)

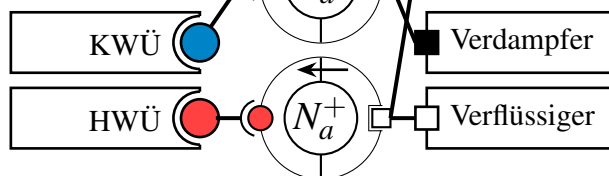


Temperaturen bei B_9

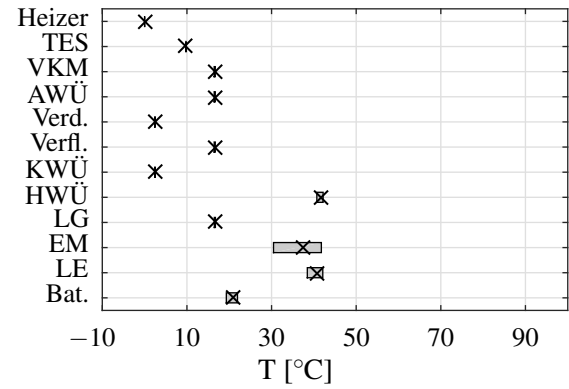


Betriebsart B_{10}

($f = 0.25\%$)

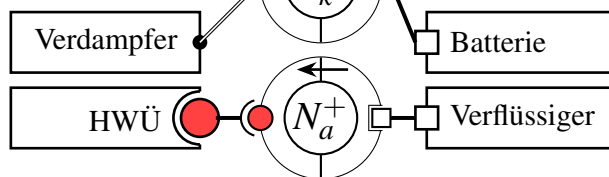


Temperaturen bei B_{10}

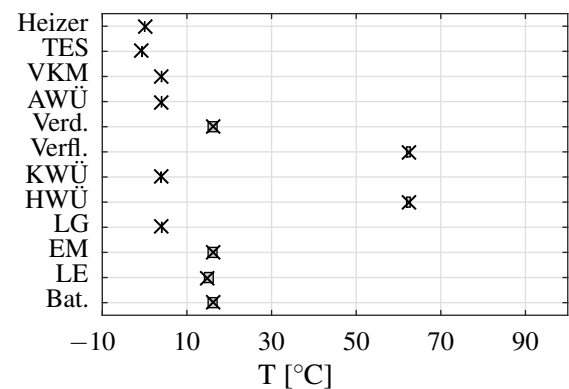


Betriebsart B_{11}

($f = 0.04\%$)



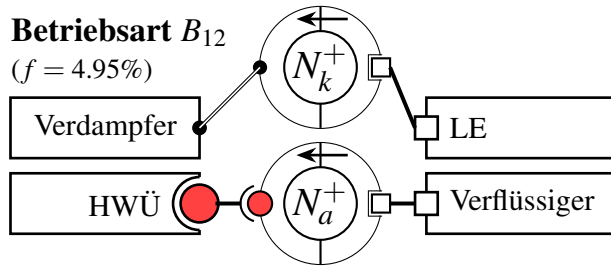
Temperaturen bei B_{11}



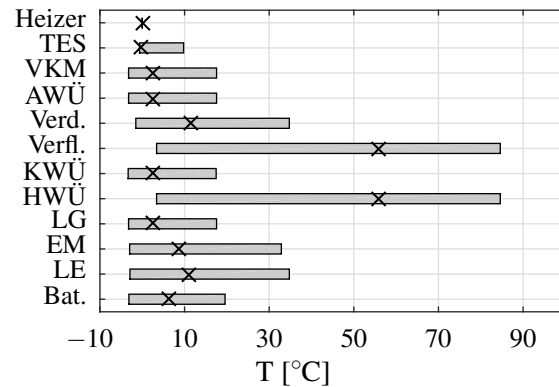
E Alle identifizierten energieflussbasierten Betriebsarten

Betriebsart B_{12}

($f = 4.95\%$)

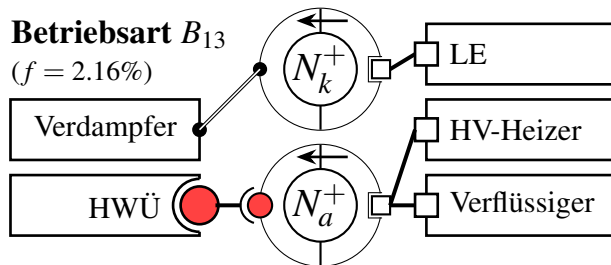


Temperaturen bei B_{12}

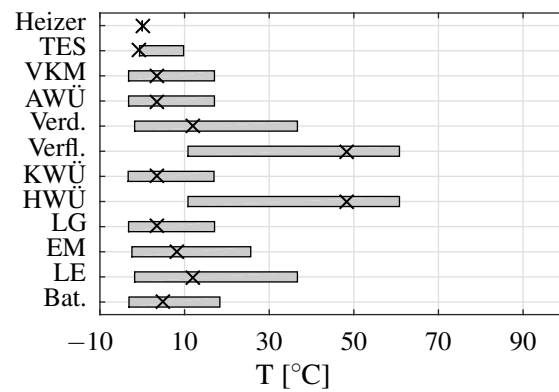


Betriebsart B_{13}

($f = 2.16\%$)

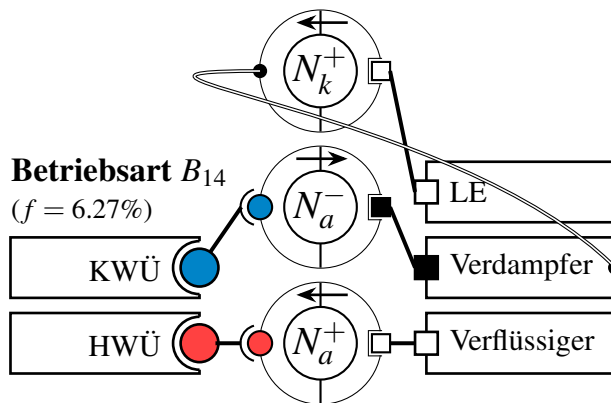


Temperaturen bei B_{13}

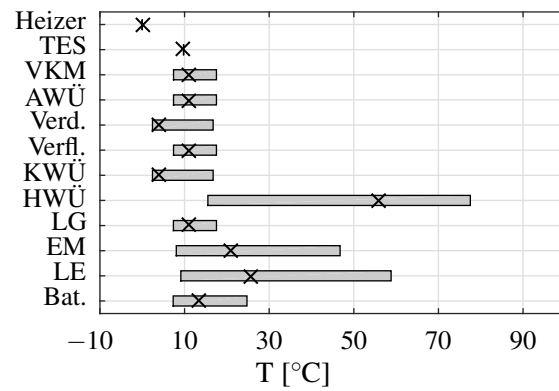


Betriebsart B_{14}

($f = 6.27\%$)

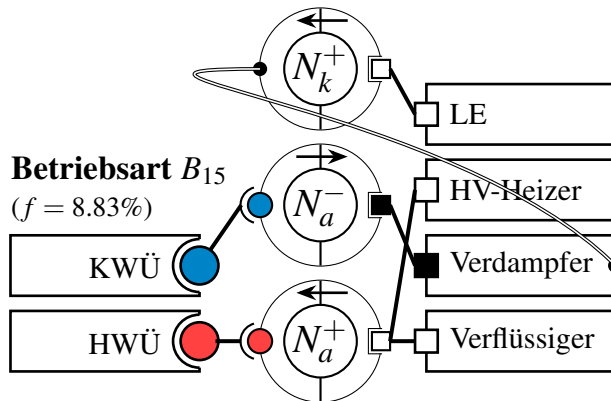


Temperaturen bei B_{14}

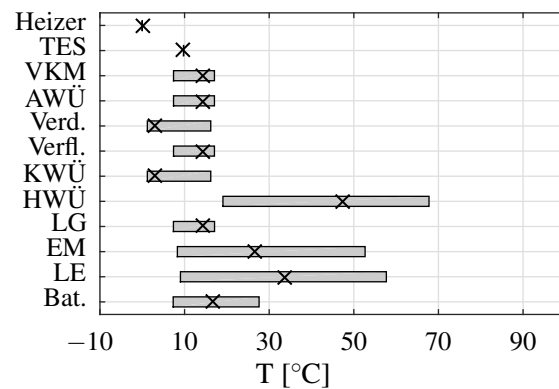


Betriebsart B_{15}

($f = 8.83\%$)

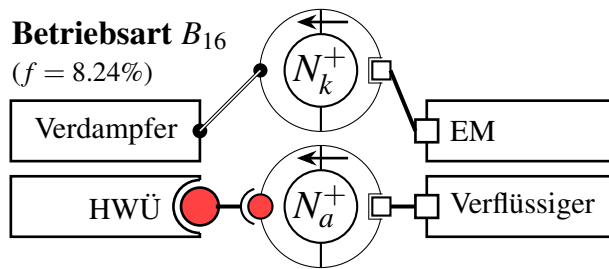


Temperaturen bei B_{15}

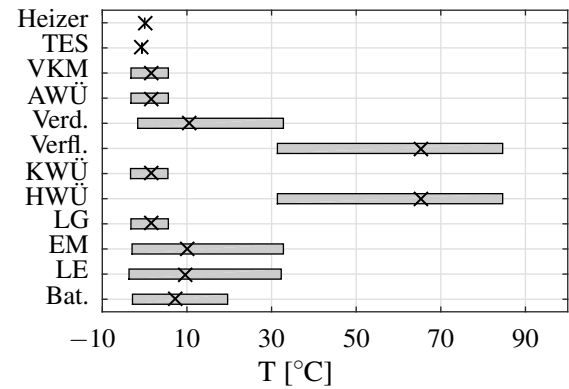


Betriebsart B_{16}

($f = 8.24\%$)

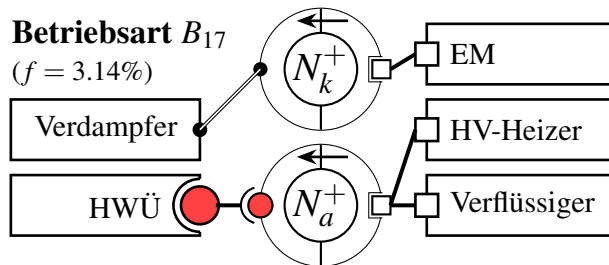


Temperaturen bei B_{16}

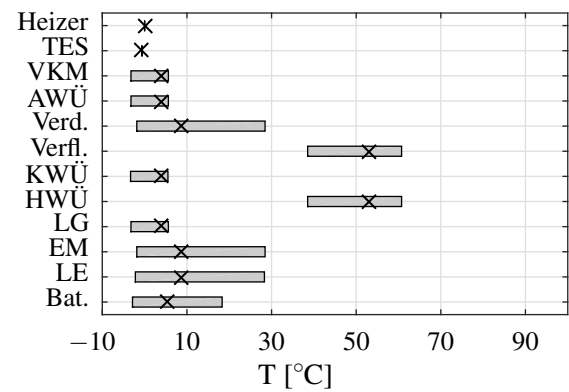


Betriebsart B_{17}

($f = 3.14\%$)

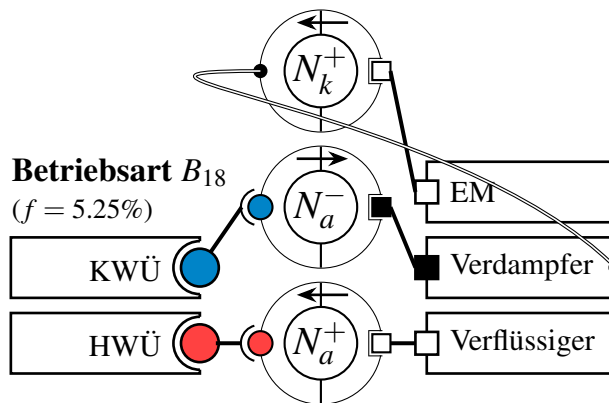


Temperaturen bei B_{17}

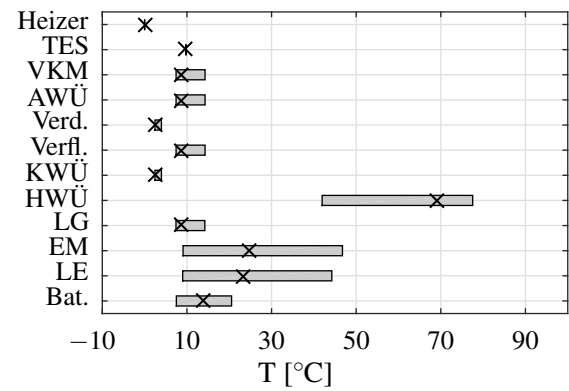


Betriebsart B_{18}

($f = 5.25\%$)

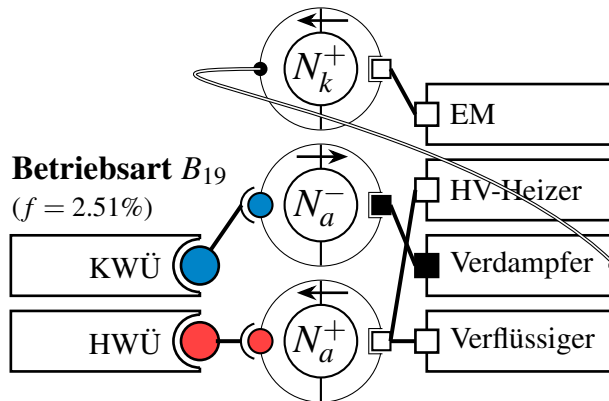


Temperaturen bei B_{18}

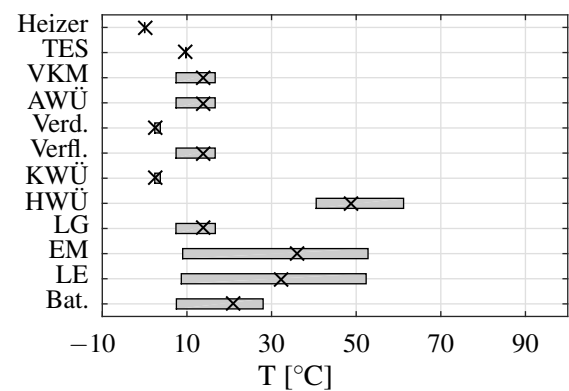


Betriebsart B_{19}

($f = 2.51\%$)



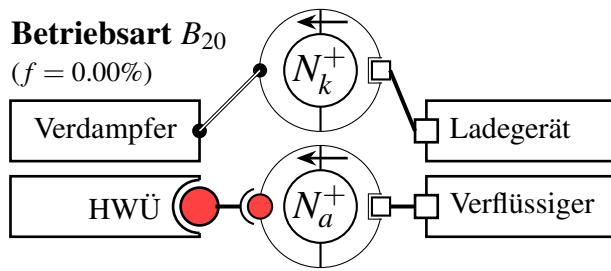
Temperaturen bei B_{19}



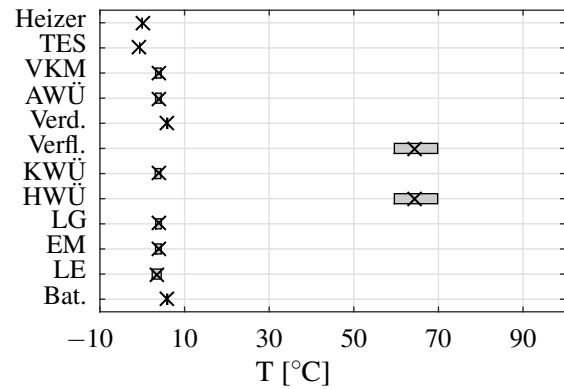
E Alle identifizierten energieflussbasierten Betriebsarten

Betriebsart B_{20}

($f = 0.00\%$)

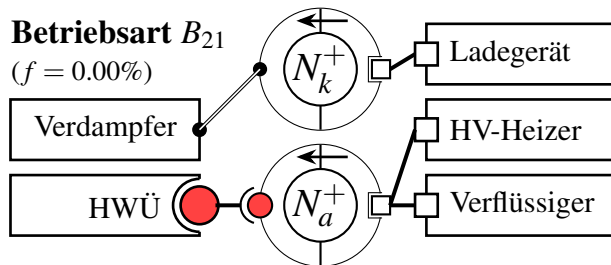


Temperaturen bei B_{20}

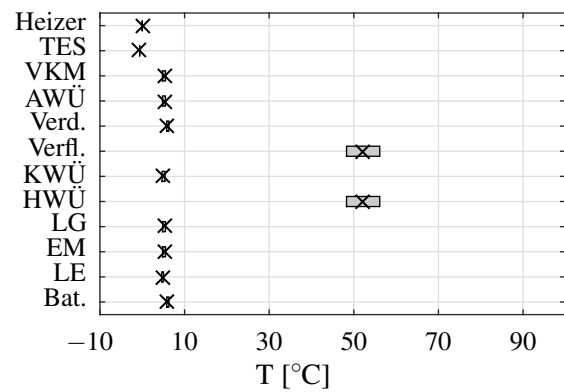


Betriebsart B_{21}

($f = 0.00\%$)

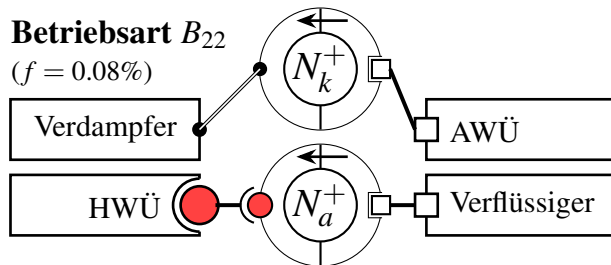


Temperaturen bei B_{21}

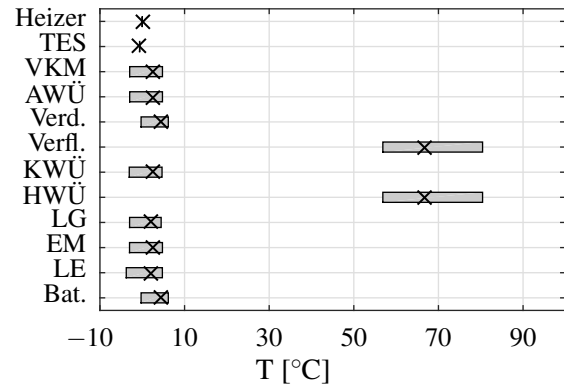


Betriebsart B_{22}

($f = 0.08\%$)

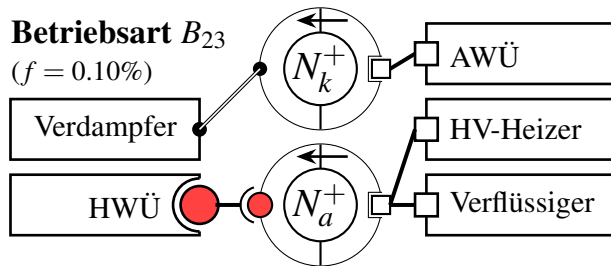


Temperaturen bei B_{22}

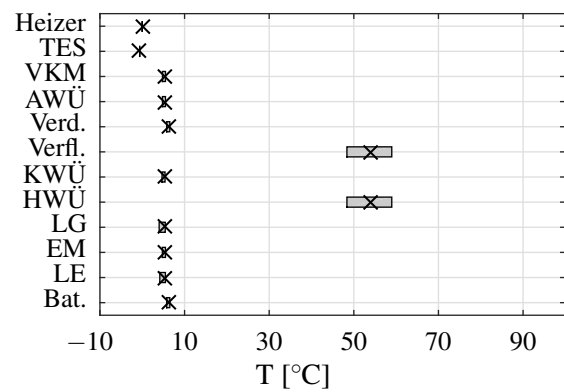


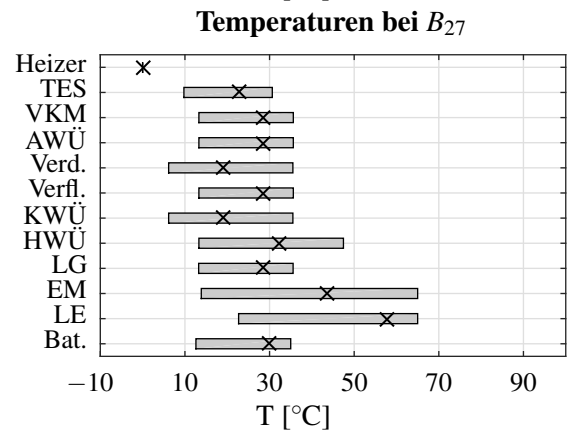
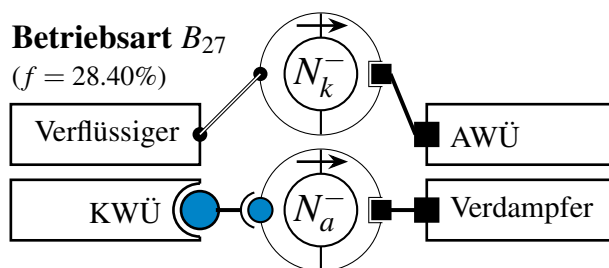
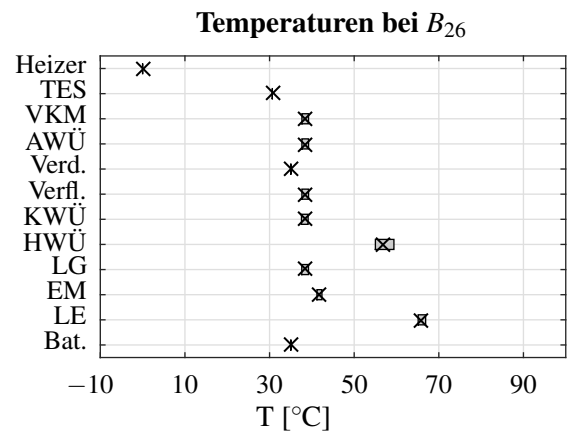
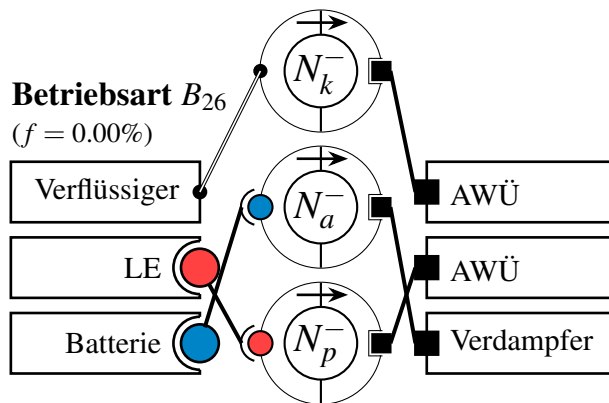
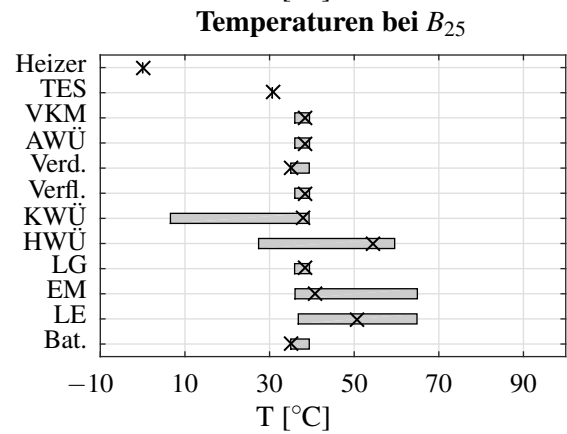
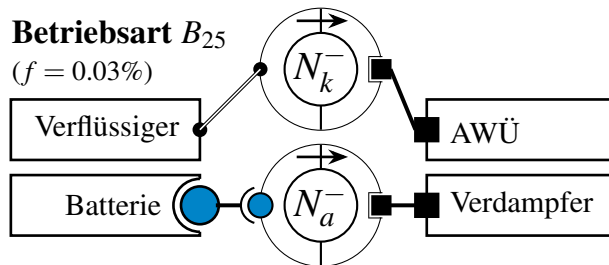
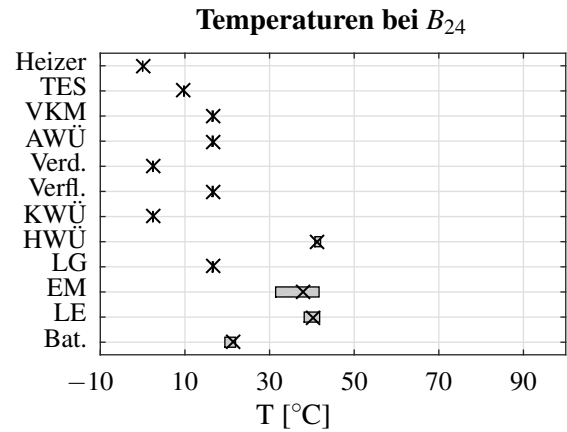
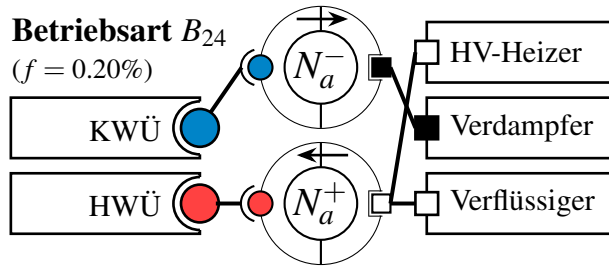
Betriebsart B_{23}

($f = 0.10\%$)

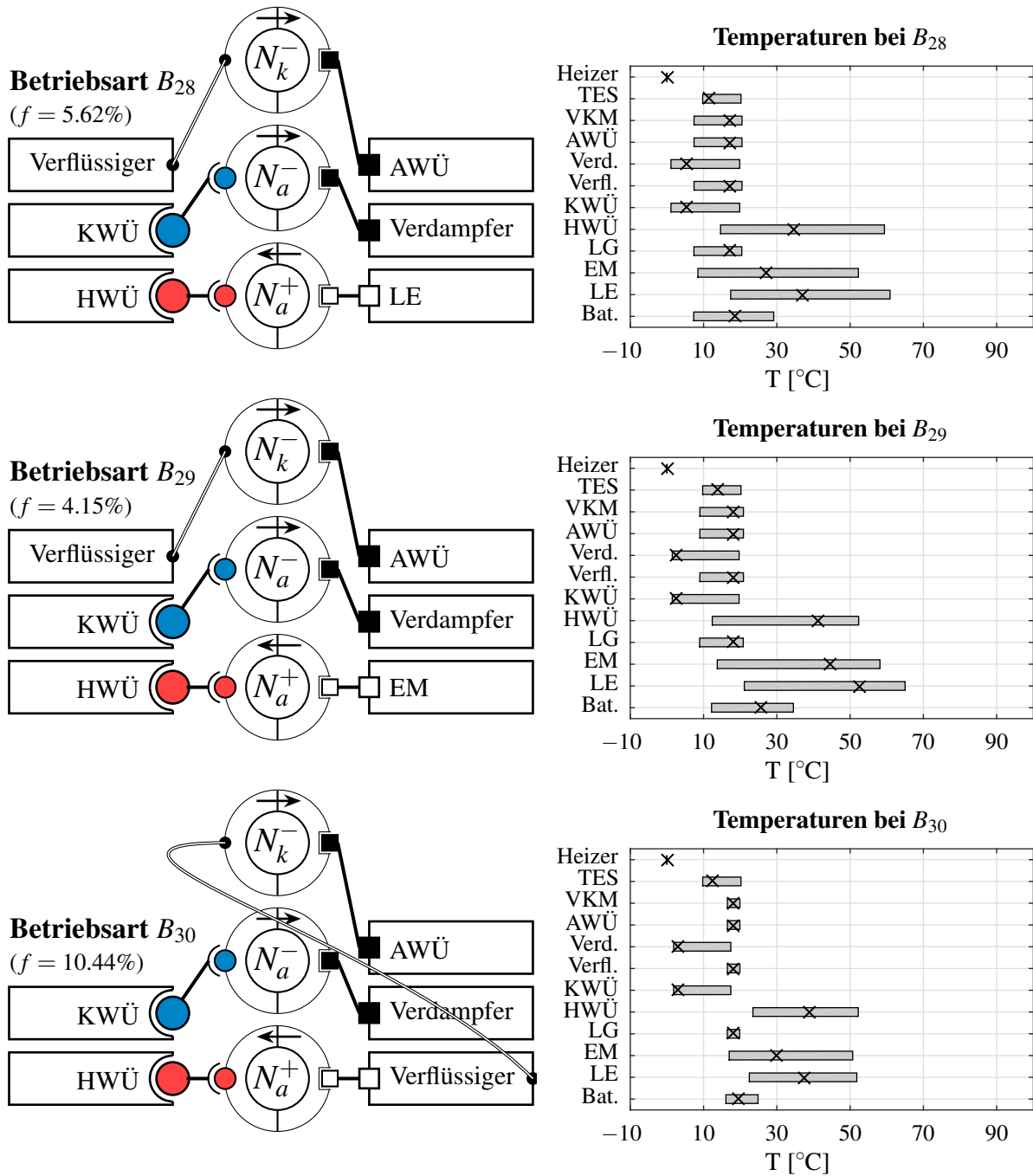


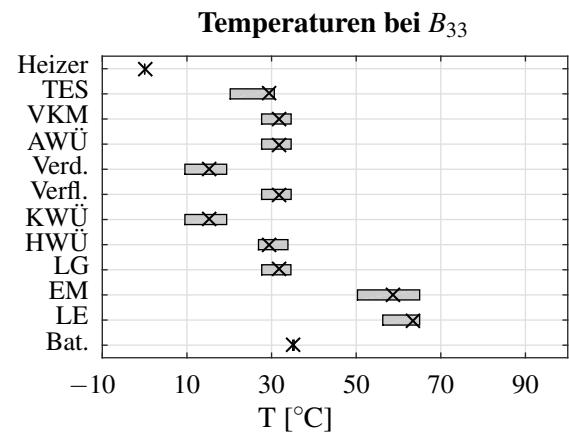
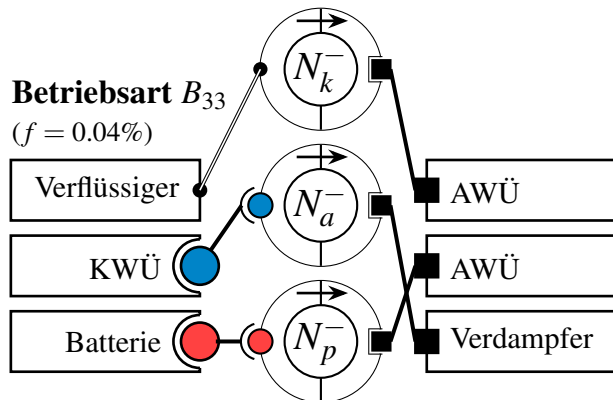
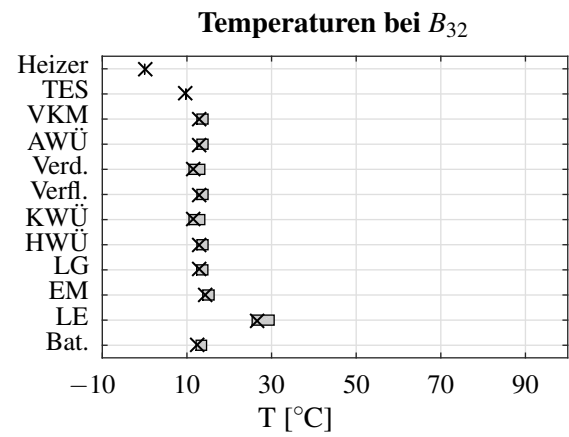
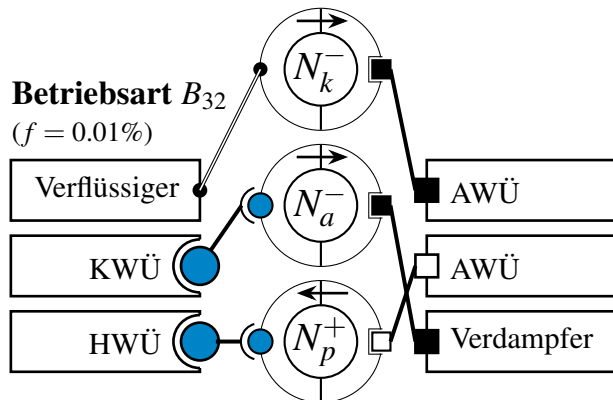
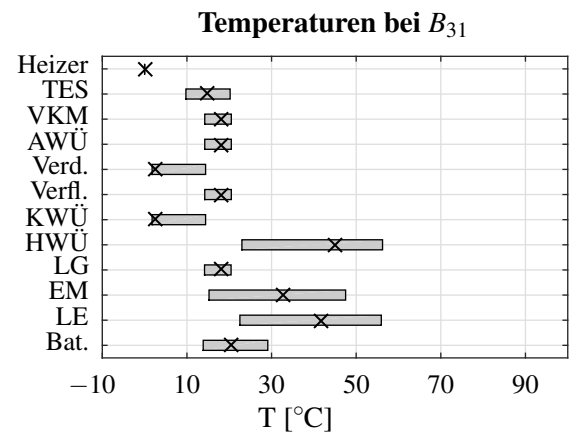
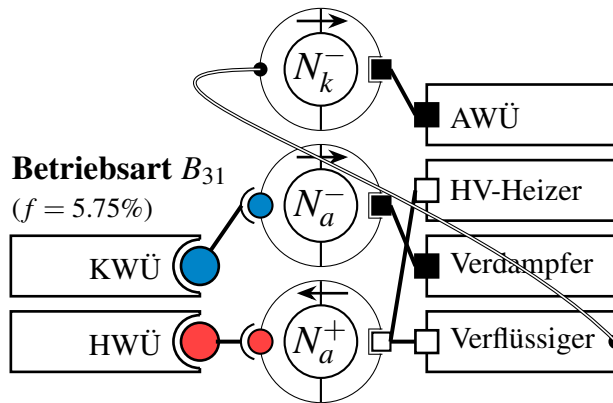
Temperaturen bei B_{23}



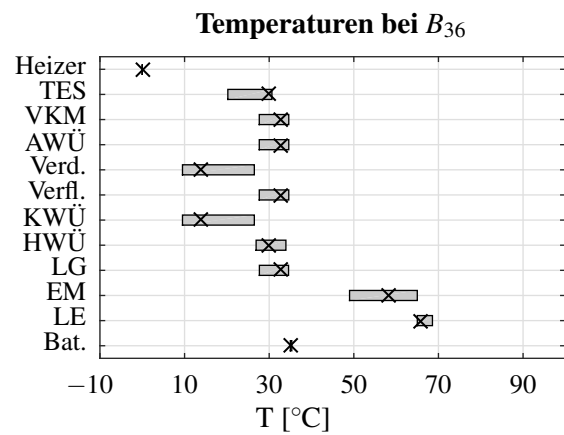
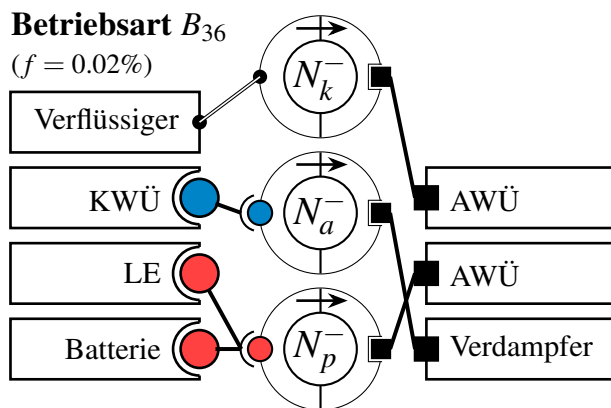
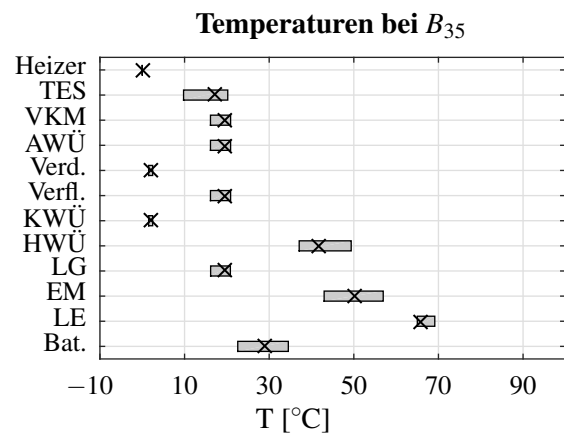
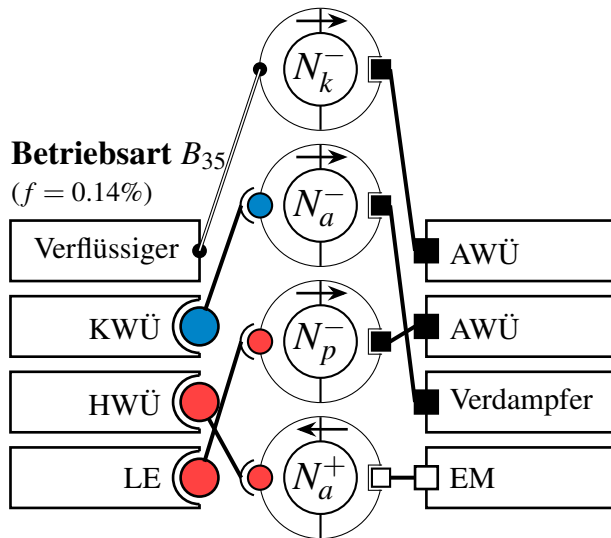
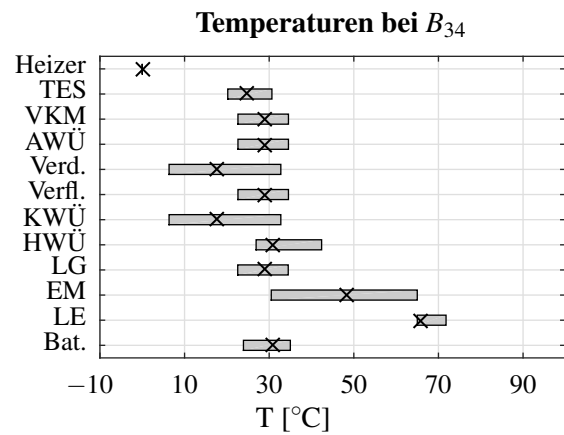
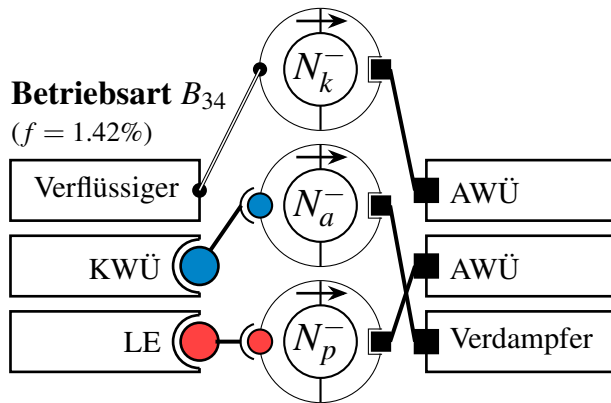


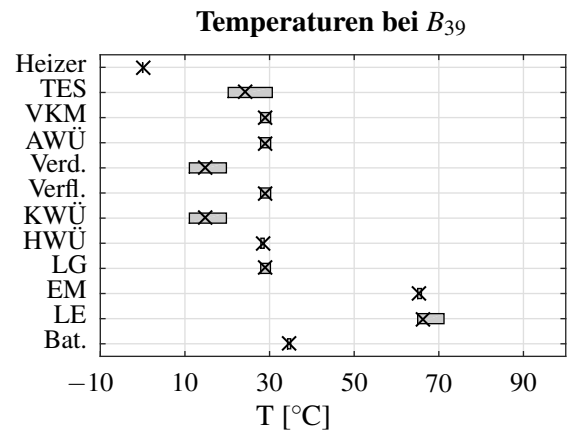
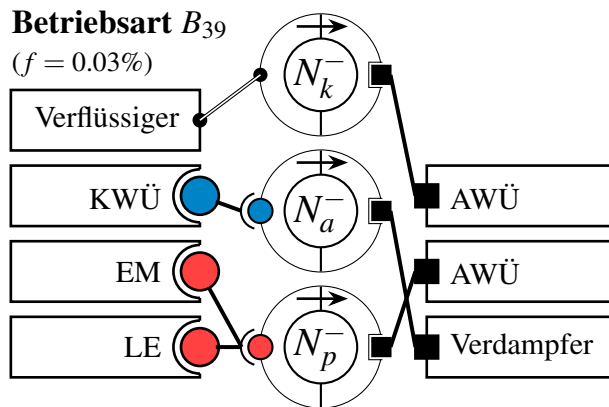
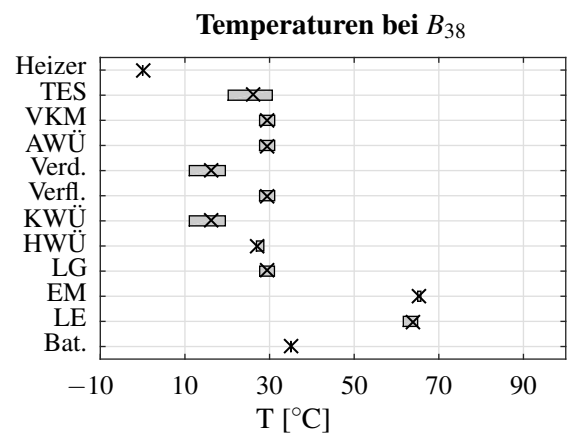
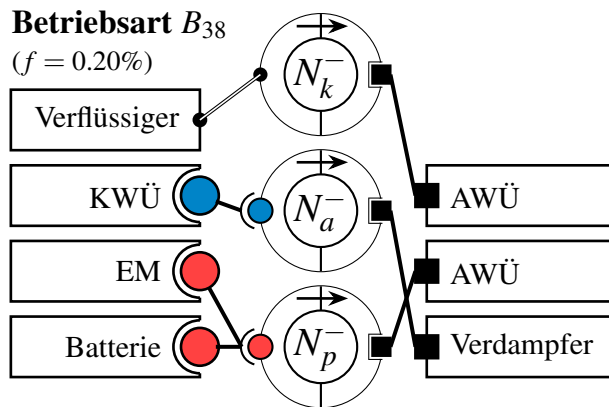
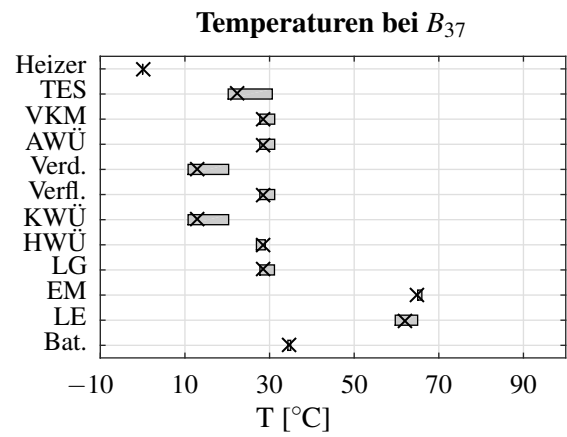
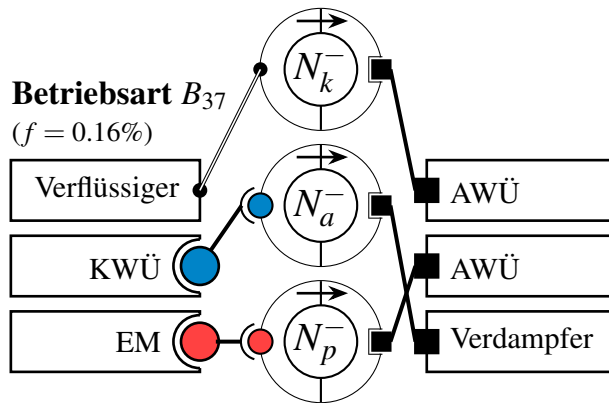
E Alle identifizierten energieflussbasierten Betriebsarten





E Alle identifizierten energieflussbasierten Betriebsarten

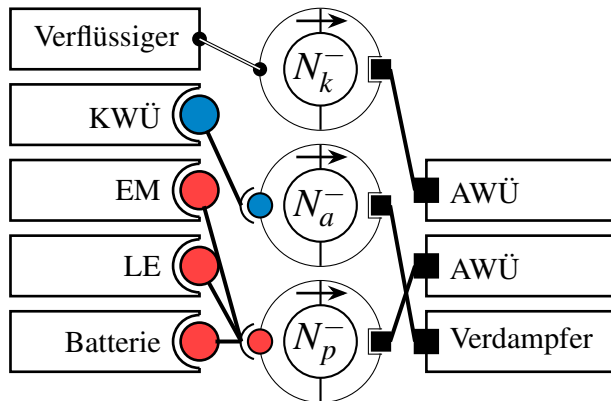




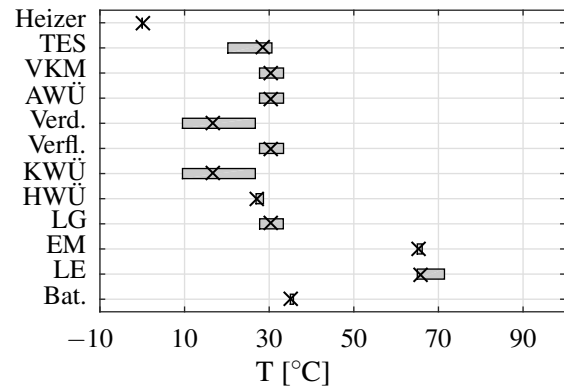
E Alle identifizierten energieflussbasierten Betriebsarten

Betriebsart B_{40}

($f = 0.03\%$)

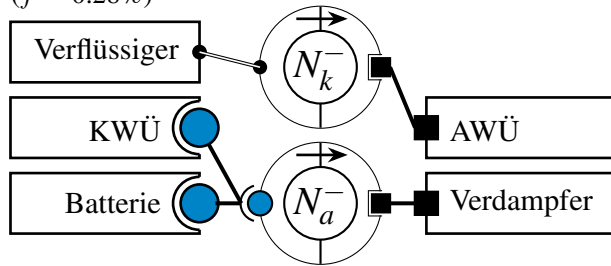


Temperaturen bei B_{40}

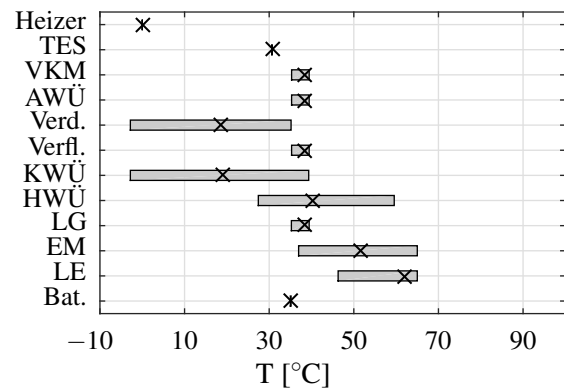


Betriebsart B_{41}

($f = 0.28\%$)

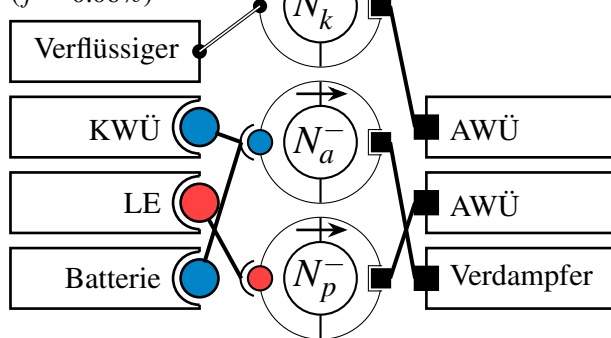


Temperaturen bei B_{41}

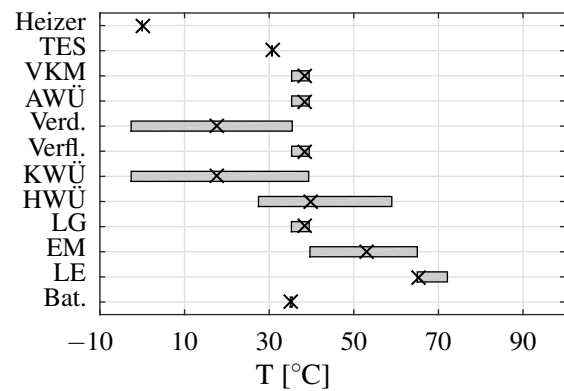


Betriebsart B_{42}

($f = 0.06\%$)

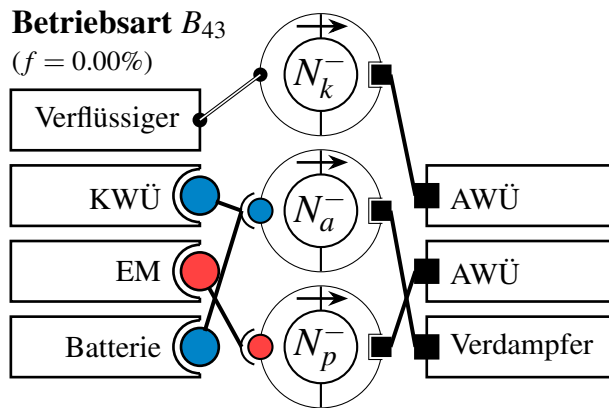


Temperaturen bei B_{42}

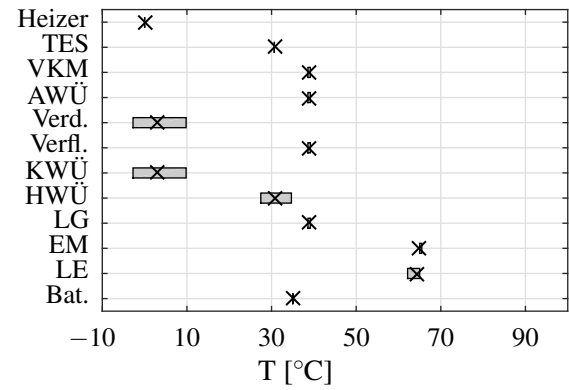


Betriebsart B_{43}

($f = 0.00\%$)

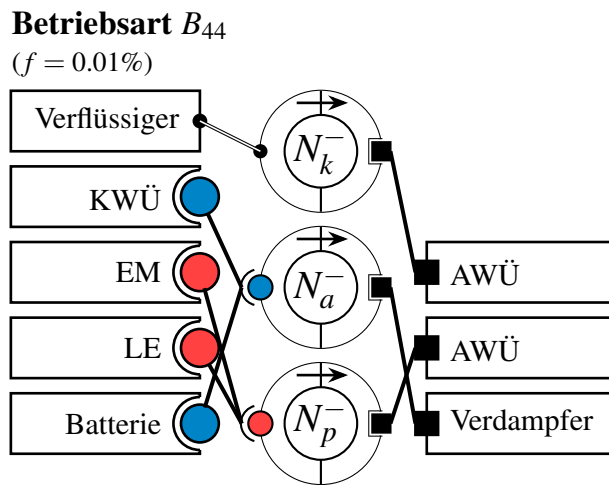


Temperaturen bei B_{43}

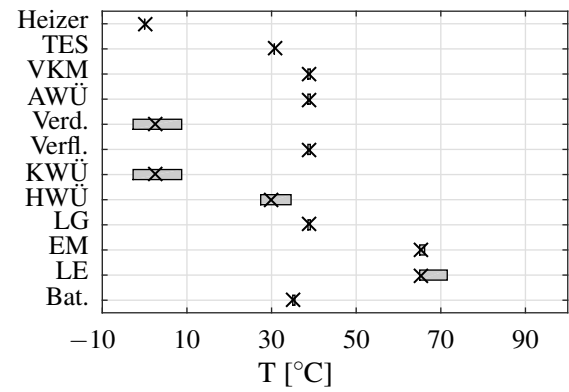


Betriebsart B_{44}

($f = 0.01\%$)



Temperaturen bei B_{44}



Vollständige Übersicht aller Folgehäufigkeiten von Betriebsarten

Abbildung E.1 zeigt die sich ergebende Interaktion zwischen allen Betriebsarten (siehe Abschnitt 5.3). Die Anordnung erfolgt so, dass Betriebsarten mit hoher Folgehäufigkeit nah zueinander dargestellt werden, jedoch gleichzeitig die Übersichtlichkeit erhalten bleibt. Die zuvor durchgeführten Gruppierungen werden ebenfalls angegeben.

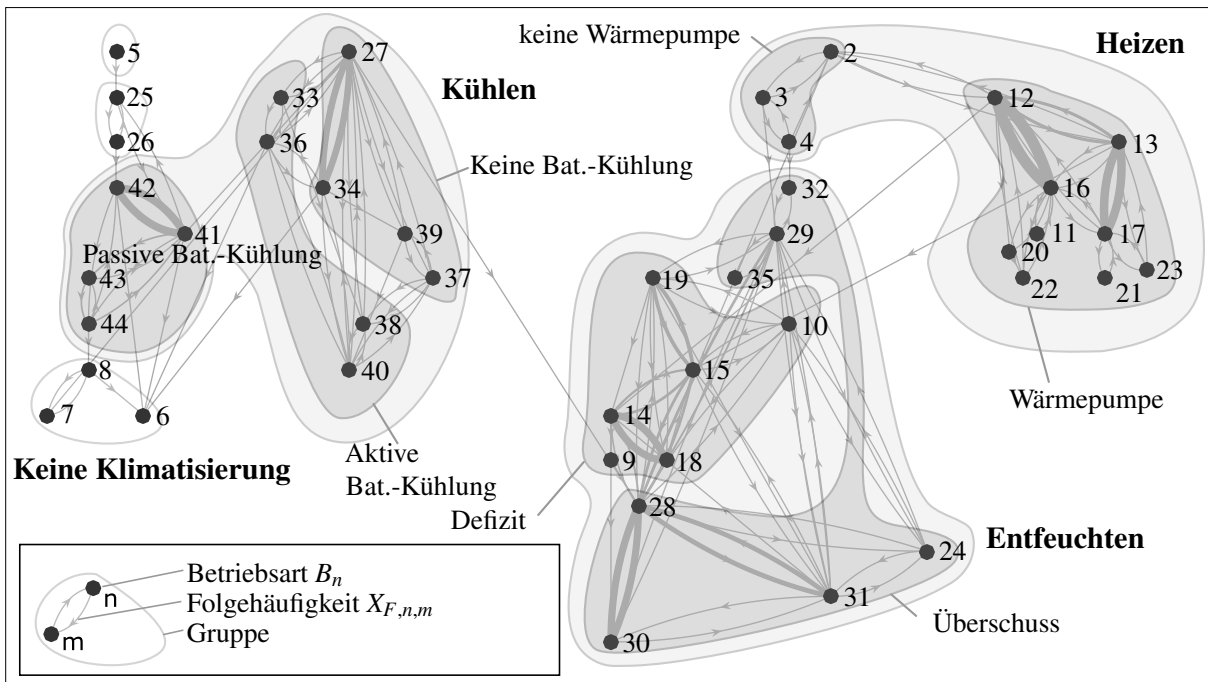


Abbildung E.1: Folgehäufigkeit $X_{F,n,m}$ als Liniendicke zwischen den 44 identifizierten Betriebsarten. Die Darstellung wird so gewählt, dass alle Betriebsarten überlappungsfrei dargestellt werden (keine Bedeutung der Position). B_1 wird ausgeblendet.

Aus Abbildung E.1 geht hervor, dass eine starke Trennung zwischen den Grundmodi Heizen, Kühlen und Entfeuchten besteht. Dies bestätigt sich auch in Abbildung 5.10 in Kapitel 5. Insbesondere zwischen den Grundmodi Kühlen und Entfeuchten besteht eine vernachlässigbare Interaktion, zudem tritt B_9 mit $f(B_9) \approx 0\%$ sehr selten auf. Zwischen den Betriebsarten der Grundmodi Heizen und Entfeuchten besteht eine größere Interaktion sowohl bezüglich der Folgehäufigkeit als auch bezüglich des Auftretens bei ähnlichen Umgebungstemperaturen. Diese Erkenntnisse werden zur Optimierung von Umschaltvorgängen in Kapitel 7 genutzt.

Nomenklatur

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
BEV	B attery E lectric V ehicle, Elektrofahrzeug
PHEV	P lug- I n- H ybrid E lectric V ehicle
EUA	E uropäische U mwelt A gentur
NEFZ	N euer E uropäischer F ahr z yklus
ASHRAE	A merican S ociety of H eating, R efrigerating, and A ir- C onditioning E ngineers
FAT	F orschungsvereinigung A utomobil t echnik
PCM	P hase C hange M aterial
NHTS	N ational H oushold T ravel S urvey
EPA	E nvironmental P rotection A gency
VDA	V erband d er A utomobilindustrie
FTP	F ederal T est P rocedure
CADC	C ommon A rtemis D riving C ycle
MPET	M ultiport E xtruded T ubes
VKM	V erbrennungskraft m aschine
KWÜ	K ühlungswärmeübertrager
HWÜ	H eizungswärmeübertrager
AWÜ	A ußenluftwärmeübertrager
GWP	G lobal W arming P otential (Erderwärmungspotential)
PI	P roportional- I ntegral

Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
<i>COP</i>	Coefficient of Performance (Leistungszahl)	—
KNM	Systemkomponenten-Knoten-Matrix	W
<i>SOC</i>	State Of Charge (Ladezustand)	—
<i>ZFG</i>	Zentrale-Führungsgröße	°C
A	Massenstrom-Abbildungsmatrix, Adjazenzmatrix	—
<i>A</i>	Fläche	m ²
<i>A</i>	Anforderung	—
B	Temperatur-Abbildungsmatrix	—
<i>B</i>	Verschattungsgrad	—
<i>F</i>	Kraft	N
<i>\dot{H}</i>	Enthalpiestrom	J/s
<i>I</i>	Strom	A
<i>K</i>	Kapazität	kWh
<i>L</i>	Ladevorgang	—
<i>N</i>	Anzahl	—
<i>P</i>	Leistung	W
<i>\dot{Q}</i>	Wärmeleistung	W
<i>R</i>	thermischer Widerstand	K/W
<i>R</i>	elektrischer Widerstand	Ω
<i>R</i>	Randbedingung	—
<i>T</i>	Temperatur	K
<i>U</i>	Spannung	V
<i>V</i>	Verbrauch von elektrischer Energie	kWh/km
<i>c_p</i>	spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
<i>d</i>	Strecke, Reichweite	km
<i>f</i>	Rollreibungskoeffizient	—
<i>h</i>	spezifische Enthalpie	J/kg
<i>m</i>	Masse	kg
<i>\dot{m}</i>	Massenstrom	kg/s
<i>n</i>	Drehzahl	1/s
<i>p</i>	Druck	Pa
<i>p</i>	Wahrscheinlichkeit	—
<i>r</i>	Radius	m
<i>t</i>	Zeit	s
<i>v</i>	Geschwindigkeit	m/s
<i>x</i>	absolute Luftfeuchtigkeit	kg/kg
<i>z</i>	Zündung „ein“, Klemme 15	—
<i>z</i>	Stellung, (Klappen-, Drossel-)	—

Mathematische Strukturen, Mengen und deren Elemente

Symbol	Bezeichnung
B	Betriebsart
\mathbb{B}	2-elementige Menge der Wahrheitswerte
\mathcal{E}	Menge aller Kanten des Graphen G
\mathcal{E}_K	Kante des erweiterten Graphen \mathcal{V}_{plan} zur Beschreibung einer Komponente
\mathcal{E}_V	Kante des erweiterten Graphen \mathcal{V}_{plan} zur Beschreibung eines Ventils
\mathcal{E}_R	Kante des erweiterten Graphen \mathcal{V}_{plan} zur Beschreibung eines Rückschlagventils
\mathcal{E}_P	Kante des erweiterten Graphen \mathcal{V}_{plan} zur Beschreibung einer Pumpe
F	energieflussbasierte Funktion
\hat{F}	realisierte Funktion
G	Graph
K	Systemkomponente
K_{anf}	Anfordernde Systemkomponente
K_{kom}	Kompensierende Systemkomponente
\mathcal{K}	Menge aller Systemkomponenten
\mathcal{K}	Menge aller Knoten des Graphen G
N	virtueller Knoten
\mathcal{N}	Menge aller virtuellen Knoten
\mathbb{N}	Menge der natürlichen Zahlen
Φ	(hydraulisches) Potential
\mathcal{P}	Menge der (hydraulischen) Potentiale
V	Verschaltung
V_{opt}	optimale Verschaltung
\mathcal{V}	Menge aller möglichen Verschaltungen
\mathcal{V}_{plan}	Verschaltungsplan aus Pumpen, Ventilen und Systemkomponenten
$\mathcal{V}_{theoretisch}$	Menge aller theoretisch möglichen Verschaltungen
\tilde{T}	Repräsentatives Temperaturniveau
\tilde{T}_K	Repräsentatives Temperaturniveau der Komponente K
\tilde{T}_N	Repräsentatives Temperaturniveau des virtuellen Knotens N
\tilde{s}	thermische Systemzustand

Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
α	Wärmeübertragungskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
α	Fahrzeugneigung	rad
Δ	bezogen auf das Heiz- und Kühlsystem	
Δ	Differenz	—
ε	Wirkungsgrad	—
ω	Gewichtung	—
φ	relative Luftfeuchtigkeit	%
Φ	Solarstrahlung	W/m^2
ρ	Dichte	kg/m^3
τ	Zeitkonstante	s

Indizes

AP	Arbeitspunkt	ein	im Eintrittszustand
AWÜ	Außenwärmeübertrager	el	elektrisch
BAT	Batterie	fluid	fluid
DS	Drehschieber	fzg	Fahrzeug
EEV	elektrisches Expansionsventil	global	global
EM	elektrische Maschine	heiz	die Heizleistung betreffend
HWÜ	Heizungswärmeübertrager	instat	instationär
IR	(Fahrzeug-)Innenraum	int	intern, innerer
KG	Klimagerät	kühl	die Kühlleistung betreffend
KL	Kühlerlüfter	m	thermische Masse
KMV	Kältemittelverdichter	max	maximal
KWÜ	Kühlungswärmeübertrager	mech	mechanisch
LE	Leistungselektronik	min	minimal
LG	Ladegerät	misch	Misch(-klappe)
Luft	Luft	mix	Mischzustand
NTU	Number of Transfer Units	opt	optimal
R	(thermische) Regeneration	p	passiv (negativer Exergiestrom)
REG	Regulatorisch	rad	Rad
V	Ventilsteuerung	refl	reflektiert
Verd	Kältemittel-Verdampfer	sat	in Sättigung
Verfl	Kältemittel-Verflüssiger	sf	Sekundärkreislauffluid
+	Heizen, wärmer als Umgebung	sim	simuliert
–	Kühlen, kälter als Umgebung	soll	Sollwert
0	offene Quellspannung	stat	stationär
a	aktiv (positiver Exergiestrom)	überh	Überhitzung
abs	absolut	umg	Umgebung
aus	im Austrittszustand	uml	Umluft
diff	diffus	unterk	Unterkühlung
dir	direkt	verl	Verlust (innerhalb einer Komponente)
dyn	dynamisch		

Literaturverzeichnis

- [1] PINTERITS, M.: EU National Greenhouse Gas Inventory Report May 2014, 2014
- [2] EUROPÄISCHE UNION: *Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlamentes und des Rates*, 2009
- [3] ERNST, C.-S.; HARTER, C.; OLSCHESKI, I.; ECKSTEIN, L.: CO₂-Emissionsreduktion bei Pkw und LNF nach 2020, Abschlussbericht 123320, Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie, 2014
- [4] KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (Hrsg.): *Pressemitteilung Nr. 01/2016 - Fahrzeugzulassungen im Dezember 2015, Jahresbilanz Ausgabejahr 2016*, 2016
- [5] WINTERHOFF, M.; KAHNER, C.; SAYLER, C.; PHILIPP, U.; WENZEL, E.: *Zukunft der Mobilität 2020, Die Automobilindustrie im Umbruch?*, hrsg. von ARTHUR D. LITTELE, 2009
- [6] BANDHAUER, T. M.; GARIMELLA, S.; FULLER, T. F.: A Critical Review of Thermal Issues in Lithium-Ion Batteries, *Journal of The Electrochemical Society* 158 (3), 2011, DOI: 10.1149/1.3515880
- [7] FARRINGTON, R.; RUGH, J. P.: Impact of Vehicle Air-Conditioning on Fuel Economy, Tailpipe Emissions, and Electric Vehicle Range, *Earth Technologies Forum*, Washington, D.C., USA, 31. Okt. 2000
- [8] KONZ, M.; LEMKE, N. C.; FÖRSTERLING, S.; EGHTESSAD, M.: *FAT-Schriftenreihe Nr. 233, Spezifische Anforderungen an das Heiz- Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge*, hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG AUTOTOMOBILTECHNIK, 2011
- [9] SUCK, G.; SPENGLER, C.: Lösungen für das Wärmemanagement von Batteriefahrzeugen, *Automobiltechnische Zeitschrift*, 2014
- [10] SCHÜPPEL, F.; CLEMENS, H.; BRAUNSCHWEIG, N.: Coolsteam - Klimatisierung und Heizung von Innenraum und Traktionsbatterie eines E-Fahrzeugs durch eine autarke und kompakte Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, STEINBERG, P. (Hrsg.), *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII, Energiemanagement*, expert-Verlag, 2012, ISBN: 978-3816931454
- [11] TORREGROSA-JAIME, B.; PAYÁ, J.; CORBERAN, J.: Design of Efficient Air-Conditioning Systems for Electric Vehicles, *SAE International Journal of Alternative Powertrains* 2 (2), 2013, DOI: 10.4271/2013-01-0864
- [12] HOMANN, G.: *Energieeffizientes Heizen eines E-Fahrzeugs*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2015
- [13] SONDERMANN, M.: Klimatisierung von Elektrofahrzeugen - Wechsel der Anforderungen im Vergleich zu heutigen Systemen, Technische Herausforderungen und Potentiale, 2. *Automobiltechnisches Kolloquium*, München, Deutschland, 11.–12. Apr. 2011

- [14] GOHLA-NEUDECKER, B.; WIMMER, P.; HUBER, M.; HAMACHER, T.: Energy Economic Assessment of Range Extension Technologies for BEVs in 2020, *Conference on Future Automotive Technology Focus Electromobility*, München, Deutschland, 18.–19. März 2013
- [15] HUCHO, W. H.: *Aerodynamik des Automobils: Eine Brücke von der Strömungsmechanik zur Fahrzeugtechnik*, 5. Aufl., Springer Vieweg, 2013, ISBN: 978-3642579035
- [16] DEUTSCHE AUTOMOBIL TREUHAND GMBH: *DAT-Report 2015*, 2015
- [17] PESARAN, A.; VLAHINOS, A.; STUART, T.: Cooling and Preheating of Batteries in Hybrid Electric Vehicles, 2003
- [18] PESARAN, A. A.; BURCH, S.; KEYSER, M.: An Approach for Designing Thermal Management Systems for Electric and Hybrid Vehicle Battery Packs, *4th Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition*, London, UK, 24.–27. Mai 1999
- [19] AUER, M.; KRUG, S.: *Gesamtfahrzeugsimulation eines batterieelektrischen Fahrzeugs, durchgeführt im Auftrag des Ministeriums für Finanzen und Wirtschaft Baden-Württemberg mit Mitteln der Baden-Württemberg Stiftung*, Abschlussbericht, 2012
- [20] SMITH, K.; MARKEL, T.; PESARAN, A.: PHEV Battery Trade-Off Study and Standby Thermal Control (Präsentation), 2009
- [21] SMITH, J.: *A multifactorial analysis of thermal management concepts for high-voltage battery systems*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2016
- [22] PESARAN, A.: Battery Thermal Management in EVs and HEVs: Issues and Solutions, *Advanced Automotive Battery Conference*, Las Vegas (NV), USA, 6.–8. Feb. 2001
- [23] NEUMEISTER, D.; WIEBELT, A.; HECKENBERGER, T.: Systemeinbindung einer Lithium-Ionen-Batterie in Hybrid- und Elektroautos, *Automobiltechnische Zeitschrift* (112), 2010
- [24] KELLY, K. J.; ABRAHAM, T.; BENNION, K.; BHARATHAN, D.; NARUMANCHI, S.; O'KEEFE, M.: Assessment of Thermal Control Technologies for Cooling Electric Vehicle Power Electronics, *23rd International Electric Vehicle Symposium*, Anaheim (CA), USA, 2.–5. Dez. 2007
- [25] HOFEMEIER, F.: *Ansatz zur Gesamtfahrzeugsimulation für E-Fahrzeuge zur ganzheitlichen Energieeffizienzanalyse*, Dissertation, Universität Kassel, 2013
- [26] HEPKE, G.: *Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen*, Dissertation, Technische Universität München, 2010
- [27] KLEIN ALTSTEDDE, M.: Metallische Hochtemperatur-Latentwärmespeicher; Chancen und Herausforderungen für zukünftige Thermohybride, *VDI-Fachkonferenz: Thermische Rekuperation in Fahrzeugen*, Stuttgart, Deutschland, 4.–5. Apr. 2015
- [28] KÖRNER, J. E.: *Niedertemperatur-Abwärmenutzung mittels Organic-Rankine-Cycle im mobilen Einsatz*, Dissertation, Universität Rostock, 2013
- [29] ENKE, L.: *Analyse des unterstützenden Einsatzes einer Adsorptionskälteanlage für die PKW-Klimatisierung*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2014
- [30] HÖRTH, L.; SPINNLER, M.; SATTELMAYER, T.: Wärmepumpentechnik in Elektrofahrzeugen, *DKV-Tagung*, Aachen, Deutschland, 16.–18. Nov. 2011

- [31] SCHEDEL, F.; FÖRSTERLING, S.; KÖHLER, J.: Thermal Management of PHEV and BEV – Potentials of Heat Pump Systems, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 22.–24. Sep. 2014
- [32] JUNG, M.; KEMLE, A.; STRAUSS, T.; WAWZYNIAK, M.: Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen, *Automobiltechnische Zeitschrift*, 2011
- [33] LEIGHTON, D.: Combined Fluid Loop Thermal Management for Electric Drive Vehicle Range Improvement, National Renewable Energy Laboratory, *SAE Technical Paper* (2015-01-1709), 2015
- [34] KISS, T.; LUSTBADER, J.; LEIGHTON, D.: Modeling of an Electric Vehicle Thermal Management System in MATLAB/Simulink, *SAE Technical Paper* (2015-01-1708), 2015
- [35] BENNION, K.; THORNTON, M.: Integrated Vehicle Thermal Management for Advanced Vehicle Propulsion Technologies, *SAE Technical Paper* (2010-01-0836), 2010, DOI: 10.4271/2010-01-0836
- [36] YOKOYAMA, A.; OSAKA, T.; IMANISHI, Y.; SEKIYA, S.: Thermal Management System for Electric Vehicles, *SAE International Journal of Materials and Manufacturing* 4 (1), 2011, DOI: 10.4271/2011-01-1336
- [37] SAMADANI, E.; FRASER, R.; FOWLER, M.: Evaluation of Air Conditioning Impact on the Electric Vehicle Range and Li-Ion Battery Life, *SAE 2014 World Congress & Exhibition*, Detroit (MI), USA, 8.–10. Apr. 2014
- [38] KAPLAN, O.; ACKERMANN, J.; FANG, F.: Vorstellung eines innovativen und effizienten Klimasystems für elektrisch angetriebene Fahrzeuge, STEINBERG, P. (Hrsg.), *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII, Energiemanagement*, Haus der Technik Fachbuch, expert-Verlag, 2012, ISBN: 978-3816931454
- [39] HÜNEMÖRDER, W.: Simple Heat Pump System for EV/PHEV, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 22.–24. Sep. 2014
- [40] AP, N.-S.; JOUANNY, P.; POTIER, M.; GENOIST, J.: UltimateCooling™ System for New Generation of Vehicle, *SAE Technical Paper* (2005-01-2005), 2005
- [41] HERSCHOLD-PLIESSNIG, G.; BREINL, R.; HOHENBERG, G.; BACHER, C.: Thermomanagement-Konzept für kompakte Plug-in-Hybridantriebe, 8. MTZ-Fachtagung, *Der Antrieb von morgen*, Stuttgart, Deutschland, 20.–21. Okt. 2015
- [42] HESSE, U.: Chances and Limitations of a Hybrid Refrigerant System for Vehicle Air Conditioning, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue (IL), USA, 14.–17. Juli 2014
- [43] EISELE, M.: *Transient Performance Evaluation of Automotive Secondary Loop Systems*, Dissertation, University of Maryland, 2012
- [44] WOBST, E.; OTTO, D.; VOLLMER, D.: *FAT-Schriftenreihe Nr. 136, Anwendung brennbarer Kältemittel in Autoklimaanlagen*, hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG AUTOTOMOBILTECHNIK, 1997
- [45] HEYL, P.; GRAAF, M.: PKW-Klimatisierung: Aktuelle Trends in der automobilen Kältekreislaufentwicklung, *DKV-Tagung*, Hannover, Deutschland, 20.–22. Nov. 2013

- [46] LEIGHTON, D.: Integrated Vehicle Thermal Management – Combining Fluid Loops in Electric Drive Vehicles, *U.S. Department of Energy Annual Merit Review*, Washington, D.C, USA, 16.–20. Juni 2014
- [47] MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T. A.; STRASSER, K.; KÖHLER, J.: Reduktion der Kältemittelfüllmenge im Pkw durch den Einsatz von kompakten Kältemittelkreisläufen, *DKV-Tagung*, Düsseldorf, Deutschland, 19.–21. Nov. 2014
- [48] KAZACHIKI, G. S.; HINDE, D. K.: Why Secondary-Coolant Systems for Supermarket Refrigeration?, *12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA
- [49] POGGI, F.; MACCHI-TEJEDA, H.; LEDUCQ, D.; BONTEMPS, A.: Refrigerant charge in refrigeration systems and strategies of charge reduction, *International Journal of Refrigeration* 31 (3), 2008, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.05.014
- [50] PALM, B.: Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant, *Applied Thermal Engineering* 27 (10), 2007, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.07.017
- [51] KOWSKY, C.; WOLFE, E.; LEITZEL, L.; ODDI, F.: Unitary HPAC System, *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 5 (2), 2012, DOI: 10.4271/2012-01-1050
- [52] CHARBONELLE, F.; JOUANNY, P.; SAAB, S.; GESSIER, B.: Wassergekühlte Kondensation für effizientes Energiemanagement, *Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (07-08), 2014
- [53] JOKAR, A.; HOSNI, M. H.; STEVEN J. ECKELS: New Generation Integrated Automotive Thermal System, *SAE Technical Paper* (2005-01-3476), 2005
- [54] GHODBANE, M.; CRAIG, T. D.; BAKER, J. A.: *Demonstration of an Energy-Efficient Secondary Loop HFC-152a Mobile Air Conditioning System*, Final Report for the U.S. Environmental Protection Agency, 2007
- [55] MENKEN, J. C.: *Thermomanagement im batterieelektrischen Pkw unter Nutzung eines Kaltdampfprozesses mit Sekundärkreislaufsystem*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2016
- [56] EISELE, M.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.: Utilization of Ice Storage in Secondary Loop Automotive Air-Conditioning Systems, *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 6 (2), 2013, DOI: 10.4271/2013-01-0235
- [57] IXETIC BAD HOMBURG GMBH: Patent: *Kompaktes Heiz-/Kühlmodul*, DE 202012012516 U1, Anmeldedatum: 24. Feb. 2012
- [58] RUGH, J. P.: Integrated Vehicle Thermal Management – Combining Fluid Loops in Electric Drive Vehicles, *Vehicle Technologies Program Annual Merit Review*, Arlington (VA), USA, 13.–27. Mai 2013
- [59] ARENDT, P.: Patent: *Vorrichtung zur Waermespeicherung fuer Kraftfahrzeuge unter Verwendung der Abgase des Antriebsmotors*, DE 819334 C, Anmeldedatum: 10. Feb. 1948

- [60] MATTHIAS, M.; BÖTTCHER, C.: Möglichkeiten alternativer Heizungs- und Klimatisierungskonzepte für alternative Fahrzeugantriebe, STEINBERG, P. (Hrsg.), *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V*, Haus der Technik Fachbuch, expert-Verlag, 2006, ISBN: 978-3816926511
- [61] LEMKE, J.: *Energetische Bewertung von Pkw-Klimaanlagensysteme mit Sekundärkreisläufen*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2014
- [62] BEIJER, H. A. de; KLEIN-HORSMAN, J. W.: S.W.E.A.T. Thermochemical Heat Pump Storage System, *Vehicle Thermal Management Systems Conference*, 1. Juni 1993
- [63] GROSSMANN, H.: *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*, 2. Aufl., VDI-Buch, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013, ISBN: 978-3642398414
- [64] JECK, P.; GISSING, J.; LICHIOUS, T.; BALTZER, S.; ECKSTEIN, L.: Die Batterie als thermischer Speicher: Auswirkungen auf die Innenraumklimatisierung, die thermische Architektur und die Betriebsstrategie von Elektrofahrzeugen, STEINBERG, P. (Hrsg.), *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII, Energiemanagement*, Haus der Technik Fachbuch, expert-Verlag, 2012, ISBN: 978-3816931454
- [65] WEI ZHOU; SCHÄPER, C.; ECKER, M.; FISCHER, T.; BOHMAN, C.; HÖRTH, L.; SAUEER, D.: Thermisches und Lebensdauerbatteriemodell für die Konzeptuntersuchung eines Lithium-Ionen Batteriesystems als Wärmespeicher im Elektrofahrzeug, *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII, Energiemanagement*, expert-Verlag, 2012, ISBN: 978-3816931454
- [66] FLEMING, E.; SHI, L.; SILVA, A. d.: *Thermal Batteries for Electric Vehicles*, 2012
- [67] FLEMING, E.; WEN, S.; SHI, L.; DA SILVA, A. K.: Thermodynamic model of a thermal storage air conditioning system with dynamic behavior, *Applied Energy* 112, 2013, DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.05.058
- [68] MENKEN, J. C.; BRUNNER, P.; LECHNER, B.; WEUSTENFELD, T. A.; KÖHLER, J.: Method for Evaluating Real Life Energy Consumption of an Automotive Subsystem, *28th International Conference on Efficiency*, Pau, Frankreich, 29. Juni–3. Juli 2015
- [69] LEMKE, N. C.; STRUPP, N. C.; KÖHLER, J.: *FAT-Schriftenreihe Nr. 224, Klimatische Daten und Pkw-Nutzung: Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien*, hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG AUTOTOMOBILTECHNIK, 2009
- [70] VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE E. V. (Hrsg.): *Standardaufheizung für Pkw mit 1 bis 2 Sitzreihen bei Niedriglastfahrgung 50km/h, ebene Strasse und Kaltstarttemperatur von –20°C*, VDA-Empfehlung, 2005
- [71] SAE INTERNATIONAL (Hrsg.): *Procedure for Measuring System COP [Coefficient of Performance] of a Mobile Air Conditioning System on a Test Bench*, SAE International, 2008
- [72] HAMMER, H.: *Common Spec Book for evaluating Refrigerant System*, V4.0, 2008
- [73] STRUPP, N. C.: *Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2011

- [74] DUTHIE, G. S.: Average Mobile A/C Customer Usage Model: Development and Recommendations, *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 9.–11. Juli 2002
- [75] BAUMGART, R.: *Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch Optimierung von Pkw-Klimaanlagen*, Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2010
- [76] US DEPARTMENT OF TRANSPORTATION, FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION: *2009 National Household Travel Survey*, 2009
- [77] SAND, J. R.; FISCHER, S. K.; VAN BAXTER, D.: *Energy and Global Warming Impacts of HFC Refrigerants and Emerging Technologies*, hrsg. von OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, 1997
- [78] PASAOGLU, G.; FIORELLO, D.; ZANI, L.; MARTINO, A.; ZUBARYEVA, A.; THIEL, C.: *Projections for Electric Vehicle Load Profiles in Europe Based on Travel Survey Data*, hrsg. von EUROPEAN COMMISSION, DG JRC, INSTITUTE FOR ENERGY AND TRANSPORT, Publications Office of the European Union, 2013
- [79] ROESKY, O.; BODMANN, M.; MUMMEL, J.; KURRAT, M.; KÖHLER, J.: Impact of losses on the charging strategy of electric vehicles, *Hybrid and electric vehicles: 12th symposium*, Braunschweig, Deutschland, 24.–25. Feb. 2015
- [80] LEE, T.-K.; FILIPI, Z.: Simulation Based Assessment of Plug-in Hybrid Electric Vehicle Behavior During Real-World 24-Hour Missions, *SAE Technical Paper* (2010-01-0827), 2010
- [81] BASLER, A.; FREESE, F.; MEGYESI, P.; ROTH, M.; GAUTERIN, F.: Evaluation of the energy demand for air conditioning by means of weather and mobility data, BARGENDE, M.; REUSS, H.-C.; WIEDEMANN, J. (Hrsg.), *14. Internationales Stuttgarter Symposium*, Proceedings, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 705–719, ISBN: 978-3658051297
- [82] EUROPEAN COMMISSION: *Technical Guidelines for the preparation of applications for the approval of innovative technologies pursuant to Regulation (EC) No 443/2009 and Regulation (EU) No 510/2011*, 2015
- [83] METEOTEST: *Meteonorm 6.0 database*, Genossenschaft Meteotest, 2010
- [84] EBERSPÄCHER CLIMATE CONTROL SYSTEMS GMBH & CO. KG (Hrsg.): *Dritte Hochvolt-Heizer-Generation für Elektrofahrzeuge: Kompakter, leichter, wirtschaftlicher*, 2014
- [85] AUDI AG: *Audi MediaCenter*, URL: <https://www.audi-mediacycenter.com> (besucht am 12. Mai 2016)
- [86] KOWSKY, C. M.; KADLE, P. S.; ODDI, F. V.; LEITZEL, L. L.: Patent: *Unitary heat pump air conditioner having a compressed vapor diversion loop*, US 20140190189 A1, Anmeldedatum: 10. Okt. 2014
- [87] PRÄBST, A.; LORENZ, M.; HÖRTH, L.; JANTA, M.; SCHULZE-ARDEY, J.: Thermisches Gesamtkonzept und optimierte Klimaregelung, *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZextra)* 19 (14), 2014, DOI: 10.1365/s35778-014-1355-9
- [88] NEUENDORF, R.; ZUCK, B.: Kühlung und Durchströmung, SCHÜTZ, T. (Hrsg.), *Hucho - Aerodynamik des Automobils*, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, S. 485–522, ISBN: 978-3834823168

- [89] JELDEN, H.; PHILIPP, K.; WEISS, N.; KESSLER, A.: Der Plug-In Hybrid Des Modularen Querbaukastens Von Volkswagen, *Motortechnische Zeitschrift* 75 (4), 2014, DOI: 10.1007/s35146-014-0315-7
- [90] SKOGESTAD, S.: Control structure design for complete chemical plants, *Computers & Chemical Engineering* 28 (1-2), 2004, DOI: 10.1016/j.compchemeng.2003.08.002
- [91] JENSEN, J. B.; SKOGESTAD, S.: Optimal operation of simple refrigeration cycles Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling, *Journal Of Computers and Chemical Engineering* 31 (5-6), 2007, DOI: 10.1016/j.compchemeng.2006.12.003
- [92] MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T. A.; KÖHLER, J.: Experimental Comparison of the Refrigerant Reservoir Position in a Primary Loop Refrigerant Cycle with Optimal Operation, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 14.–17. Juli 2014
- [93] RAVIKUMAR, T. S.; LAL, M.: HFC/HC blend for car climate control with mineral oil as lubricant, *Thermal Science* 15 (2), 2011, DOI: 10.2298/TSCI100703028R
- [94] SCHEDEL, F.; SUCK, G.; FÖRSTERLING, S.; TEGETHOFF, W.; KÖHLER, J.: Effizienzbewertung von Wärmepumpen in Hybridfahrzeugen mit Hilfe verlustbasierter Modellierung von Scrollverdichtern, *DKV-Tagung*, Hannover, Deutschland, 20.–22. Nov. 2013
- [95] BERTRAM, E.: *Heat Pump Systems with Vertical Ground Heat Exchangers and Uncovered Solar Thermal Collectors*, Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2015
- [96] ESEN, H.; INALLI, M.; SENGUR, A.; ESEN, M.: Performance prediction of a ground-coupled heat pump system using artificial neural networks, *Expert Systems with Applications* 35 (4), 2008, DOI: 10.1016/j.eswa.2007.08.081
- [97] HAYKIN, S. S.: *Neural Networks: A Comprehensive Foundation*, International edition, Prentice Hall, 1999, ISBN: 978-0132733502
- [98] MACKAY, D. J. C.: A Practical Bayesian Framework for Backpropagation Networks, *Neural Computation*, *Neural Computation* 4 (3), 1992, DOI: 10.1162/neco.1992.4.3.448
- [99] FORESEE, F. D.; HAGAN, M. T.: Gauss-Newton approximation to Bayesian learning, *International Conference on Neural Networks*, Houston (TX), USA, 12. Juni 1997
- [100] SCHLITTGEN, R.: *Einführung in die Statistik: Analyse und Modellierung von Daten*, Lehr- und Handbücher der Statistik, Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2008, ISBN: 978-3486587746
- [101] HIRANO, S.: Thermal Energy Storage and Transport, CHEN, W.-Y.; SUZUKI, T.; LACKNER, M. (Hrsg.), *Handbook of Climate Change Mitigation and Adaptation*, Springer International Publishing, 2014, S. 1–25, ISBN: 978-1461464310
- [102] MEHLING, H.; CABEZA, L.: *Heat and cold storage with PCM*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, ISBN: 978-3540685562

- [103] SHARMA, A.; CHEN, C.; BUDDHI, D.; TYAGI, V. V.; CHEN, C. R.: Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2), 2009, DOI: 10.1016/j.rser.2007.10.005
- [104] TLK-THERMO GMBH UND INSTITUT FÜR THERMODYNAMIK DER TU BRAUNSCHWEIG: *TIL Suite 2014: Softwarepaket zur Simulation thermischer Systeme*, Version 3.2.3, 2014
- [105] GNIELINKSI, V.: New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Journal of Chemical Engineering* 16 (2), 1976
- [106] BAEHR, H. D.; KABELAC, S.: *Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen*, 15. Aufl., Springer-Lehrbuch, Springer Vieweg, 2012, ISBN: 978-3642241604
- [107] SHA, R. K.; LONDON, A. L.: *Laminar flow forced convection in ducts, A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*, Academic Press, 1978, ISBN: 978-0120200511
- [108] AHUJA, R. K.; MAGNANTI, T. L.; ORLIN, J. B.: *Network Flows, Theory, Algorithms, and Applications*, Pearson Education Limited, 1993, ISBN: 978-1292042701
- [109] CHEN, W.-K.: *Graph Theory and Its Engineering Applications*, Advanced series in electrical and computer engineering, World Scientific, 1997, ISBN: 978-9810218591
- [110] LEWIS, E. R.: Network thermodynamics revisited, *BioSystems* 34 (1-3), 1995
- [111] FORD, L. R.; FULKERSON, D. R.: *Flows in Networks*, Princeton Legacy Library, Princeton University Press, 2015, ISBN: 978-1400875184
- [112] LEWIS, T. G.: *Network Science: Theory and Applications*, Wiley, 2011, ISBN: 978-1118211014
- [113] BOLLOBAS, B.: *Modern Graph Theory*, Graduate Texts in Mathematics, Springer-Verlag New York, 2013, ISBN: 978-1461206194
- [114] DIESTEL, R.: *Graphentheorie*, 5. Aufl., Springer-Lehrbuch Masterclass, Springer, 2016, ISBN: 978-3642149122
- [115] YADAV, N.; KHAN, I. A.; GROVER, S.: Modeling And Analysis of Simple Open Cycle Gas Turbine Using Graph Networks, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering* 4 (3), 2010
- [116] RUBIDO, N.: *Energy Transmission and Synchronization in Complex Networks: Mathematical Principles*, Springer International Publishing, 2015, ISBN: 978-3319222165
- [117] WEUSTENFELD, T. A.; BAUER-KUGELMANN, W.; MENKEN, J. C.; STRASSER, K.; KÖHLER, J.: Heat flow rate based thermal management for electric vehicles using a secondary loop heating and cooling system, *Vehicle Thermal Management Systems Symposium and Exhibition*, Nottingham, UK, 10.–13. Mai 2015
- [118] ZHANG, Y.: *Synthesis of Optimum HVAC System Configurations by Evolutionary Algorithm*, Dissertation, Loughborough University, 2005
- [119] BÖTTCHER, C.; HALTMEIER, T.; WALTER, H.: Patent: *Temperieren einer Vielzahl von Komponenten eines Kraftfahrzeugs*, DE 102010026601 A1, Anmeldedatum: 9. Jul. 2010

- [120] ZHOU, T.; REN, J.; MEDO, M.; ZHANG, Y.-C.: Bipartite network projection and personal recommendation, *Physical review. E, Statistical, nonlinear, and soft matter physics* 76 (4 Pt 2), 2007, Journal Article, DOI: 10.1103/PhysRevE.76.046115
- [121] PETR, P.; MUSTAFA, R.; SCHULZE, M.: Energieverbrauchs- und Klimakomfortbewertung mittels Gesamtfahrzeugsimulation, *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII, Energiemanagement*, expert-Verlag, 2012, S. 303–319, ISBN: 978-3816931454
- [122] GRABOW, J.: *Verallgemeinerte Netzwerke in der Mechatronik*, De Gruyter und Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2013, ISBN: 978-3486719826
- [123] BARLOW, T. J.; LATHAM, S.; MCCRAE, I. S.; BOULTER, P. G.: *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions*, Transport Research Laboratory, 2009
- [124] NOLLAU, A.; GERLING, D.: A new cooling approach for traction motors in hybrid drives, *IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, Chicago (IL), USA, 12.–15. Mai 2013
- [125] FRANKE, R.; CASELLA, F.; OTTER, M.; SIELEMANN, M.; ELMQVIST, H.; MATTSOHN, S. E.; OLSSON, H.: Stream Connectors – An Extension of Modelica for Device-Oriented Modeling of Convective Transport Phenomena, *The 7th International Modelica Conference*, Como, Italien, 20.–22. Sep. 2009
- [126] MODELICA ASSOCIATION (Hrsg.): *Functional Mockup Interface for Model Exchange and Co-Simulation*, Version 2.0, 2014
- [127] TURAU, V.; WEYER, C.: *Algorithmische Graphentheorie*, De Gruyter Studium, de Gruyter, 2015, ISBN: 978-3110420005
- [128] TITOV, E.; LUSTBADER, J.; LEIGHTON, D.; KISS, T.: MATLAB/Simulink Framework for Modeling Complex Coolant Flow Configurations of Advanced Automotive Thermal Management Systems, *SAE 2016 World Congress & Exhibition*, Detroit (MI), USA, 12.–14. Apr. 2016
- [129] DONG, H.-G.; LIN, C.-Y.; CHANG, C.-T.: Simultaneous optimization approach for integrated water-allocation and heat-exchange networks, *Chemical Engineering Science* 63 (14), 2008, DOI: 10.1016/j.ces.2008.04.044
- [130] DONG, H.-G.; LIN, C.-Y.; CHANG, C.-T.: Simultaneous optimization strategy for synthesizing heat exchanger networks with multi-stream mixers, *Chemical Engineering Research and Design* 86 (3), 2008, DOI: 10.1016/j.cherd.2007.12.003
- [131] KIRCHHOFF, G.: Über die Auflösung der Gleichungen, auf welche man bei der Untersuchung der linearen Vertheilung galvanischer Ströme geführt wird, *Annalen der Physik* 148 (12), 1847, DOI: 10.1002/andp.18471481202
- [132] MEYN, S. P.; TWEEDIE, R. L.: *Markov Chains and Stochastic Stability*, Communications and Control Engineering, Springer-Verlag London, 2012, ISBN: 978-1447132677
- [133] PAHL, P. J.; DAMRATH, R.: *Mathematische Grundlagen der Ingenieurinformatik*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013, ISBN: 978-3642570131
- [134] GIBBONS, A.: *Algorithmic Graph Theory*, Cambridge University Press, 1985, ISBN: 978-0521288811
- [135] BORRETT, S. R.; FATH, B. D.; PATTEN, B. C.: Functional integration of ecological networks through pathway proliferation, *Journal of Theoretical Biology* 245 (1), 2007

- [136] LAYTON, A.; REAP, J.; BRAS, B.; WEISSBURG, M.: Correlation between thermodynamic efficiency and ecological cyclicality for thermodynamic power cycles, *PLoS ONE* 7 (12), 2012, DOI: 10.1371/journal.pone.0051841
- [137] TEGETHOFF, W.; JÄSCHKE, J.; SCHULZE, C.; FIDORRA, N.: Verschaltung von Functional-Mockup-Units (FMUs) mit physikalischen Konnektoren am Beispiel der thermischen Simulation eines Supermarktes, *ASIM-Treffen STS/GMMS*, Lippstadt, Deutschland, 10.–11. Apr. 2016
- [138] BRETTO, A.: *Hypergraphs: First Properties*, Mathematical Engineering, Heidelberg: Springer International Publishing, 2013, S. 23–42, ISBN: 978-3319000794
- [139] SÁRKÖZY, G. N.: *Cycles in Hypergraphs*, AMS-SBM Joint International Meeting, Rio de Janeiro, Brazil, 2008
- [140] CHEN, W. K.: *Applied Graph Theory*, North-Holland Series in Applied Mathematics and Mechanics, Elsevier Science, 2012, ISBN: 978-0444601933
- [141] RODRIGUEZ, F.: The analogy between fluid flow and electric circuitry, *Chemical Engineering Education*, 1979
- [142] WEUSTENFELD, T.; MENKEN, J. C.: Patent: *Rotationsventil für ein Heiz- und Kühlsystem*, DE 102015000424, Anmeldedatum: 7. Apr. 2016
- [143] WEUSTENFELD, T.; MENKEN, J. C.; STÖRMER, M.; SCHMIDT, P.; WALTER, D.; TRATNER, S.: Patent: *Drehschieberventil, Gehäuse mit integriertem Verschaltungsplan für ein kombinatorisches Kompaktventil*, DE 102016004706.2, Anmeldedatum: 16. Apr. 2016
- [144] STÖRMER, M.; MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T.: Patent: *Mehrwegeventil für ein Heiz- und Kühlsystem eines Fahrzeugs*, DE 102016000317.0, Anmeldedatum: 13. Jan. 2016
- [145] BÖTTCHER, C.: *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2006
- [146] HOUVER, C.; COWELL, T.: Implementierung einer Wärmepumpe als Zusatzheizung in einer Automobil-Klimaanlage, SCHLENZ, D. (Hrsg.), *PKW-Klimatisierung III, Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*, Haus der Technik Fachbuch, expert-Verlag, 2003, ISBN: 978-3816922681
- [147] LICHIOUS, T.: *Latentwärmespeicher in PlugIn-Hybridfahrzeugen*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2017
- [148] EISER, A.; DEBLAIZE, M.; FRIEDMANN, K.; KERSCHENLOHR, A.: Der Antrieb, *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZextra)*, 2013
- [149] BOCKHOLT, M.: *Dynamische Optimierung von mobilen CO₂-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2009
- [150] LEMKE, N. C.; LEMKE, J.; KÖHLER, J.: Secondary Loop System for Automotive HVAC Units Under Different Climatic Conditions, *14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 16.–19. Juli 2012

- [151] YAMADA, A.; NISHIDA, S.; YOKOYAMA, N.; ABEI, J.; DANJO, T.; FLORIDA, L.; BRODIE, B.; NAGANO, Y.: Cold Storage Air Conditioning System for Idle Stop Vehicle, *SAE 2013 World Congress & Exhibition*, Detroit (MI), USA, 16.–18. Apr. 2013
- [152] EUROSTAT: *How Europeans spend their time, Everyday life of women and men : data 1998-2002*, Theme 3 – Population and social conditions, Luxembourg: Office for Official Publications of the European Commission, 2004, ISBN: 978-9289472357
- [153] DIN DEUTSCHES INSTITUT FUER NORMUNG E.V. (Hrsg.): *Raumlufttechnik - Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen*, Beuth Verlag, 2006
- [154] ASHRAE (Hrsg.): *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, Standard 55-2004, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2004
- [155] FANGER, P. O.: *Thermal Comfort*, 1970
- [156] TEMMING, J.: *FAT-Schriftenreihe Nr. 177, Fahrzeugklimatisierung und Verkehrssicherheit*, hrsg. von FORSCHUNGSVEREINIGUNG AUTOTOMOBILTECHNIK, 2003
- [157] FAYAZBAKHS, M. A.; MAJID BAHAMI: Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method, *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* (2013-01-1507), 2013
- [158] FLIEGER, B.: *Simulationsmodell für einen Fahrzeuginnenraum in der Programmiersprache Modelica*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2013
- [159] LEMKE, N.; STRUPP, C.; KOSSEL, R.: Elektrofahrzeug-Klimatisierung unter Berücksichtigung relevanter Klima- und Lastbedingungen, MAGER, R. (Hrsg.), *PKW-Klimatisierung VII, Klimatisierung von E- und Hybridfahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*, Haus der Technik Fachbuch 124, expert-Verlag, 2012, ISBN: 978-3816931133
- [160] GHEBRU, D.: *Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2013
- [161] RECKNAGEL, H.; SCHRAMMEK, E. R.: *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 07/08*, Oldenbourg Industrie Verlag, 2007, ISBN: 978-3835631045
- [162] VOLKSWAGEN AG: *Selbststudienprogramm 208: Klimaanlage im Kraftfahrzeug*, Volkswagen AG, 1999
- [163] STEINER, A.; RIEBERER, R.: Parametric analysis of the defrosting process of a reversible heat pump system for electric vehicles, *Applied Thermal Engineering* 61 (2), 2013, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.044
- [164] SCHULZE, C.: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2013
- [165] WEUSTENFELD, T. A.: *Joneslib*, Unternehmensinterne Stoffdatenbank der AUDI AG, 2012

- [166] LEMMON, E. W.; HUBER, M. L.; MCLINDEN, M. O.: *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1*, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2013
- [167] BUSL, M.: *Design of an Automatic Control Algorithm for Energy-Efficient Climatisation*, Department of Automatic Control, Masterarbeit, Lund University, 2011
- [168] SACHER, H.: *Gesamtheitliche Analyse des Bedienverhaltens von Fahrzeugfunktionen in der täglichen Nutzung*, Dissertation, Technische Universität München, 2008
- [169] DEH, U.: *Kfz-Klimaanlagen*, 3. Aufl., Vogel-Fachbuch Service-Fibel, Vogel, 2011, ISBN: 978-3834332127
- [170] AUDI AG: *Audi MediaCenter*, URL: <https://www.audi-mediacycenter.com> (besucht am 12. Mai 2016)
- [171] KIM, S.: Thermal Performance of Motor and Inverter in an Integrated Starter Generator System for a Hybrid Electric Vehicle, *Energies* 6 (11), 2013, DOI: 10.3390/en6116102
- [172] KRÜGER, I. L.; LIMPERICH, D.; SCHMITZ, G.: Energy Consumption Of Battery Cooling In Hybrid Electric Vehicles, *14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 16.–17. Juli 2012
- [173] PARK, S.: *A Comprehensive Thermal Management System Model for Hybrid Electric Vehicles*, Dissertation, University of Michigan, 2011
- [174] ENTHALER, A.; WEUSTENFELD, T. A.; GAUTERIN, F.; KÖHLER, J.: Thermal management consumption and its effect on remaining range estimation of electric vehicles, *IEEE 3rd International Conference on Connected Vehicles & Expo (ICCVE 2014)*, Wien, Österreich, 3.–7. Nov. 2014
- [175] KIM, E.; SHIN, K. G.; LEE, J.: Real-time battery thermal management for electric vehicles, *ACM/IEEE 5th International Conference on Cyber-Physical Systems (IC-CPS'14)*, Berlin, Deutschland, 15.–17. Apr. 2014
- [176] TSCHÖKE, H.: *Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs: Basiswissen*, ATZ/MTZ-Fachbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, ISBN: 978-3658046446
- [177] TEGETHOFF, W.; SCHULZE, C.; GRÄBER, M.; HUHN, M.; STULGIES, N.; KAISER, C.; LOEFFLER, M.: *TEMO Thermische Echtzeitfähige Modelle*, Abschlussbericht zu einem vom BMBF geförderten Verbundvorhaben mit den Förderkennzeichen 01IS08013A, 01IS08013B und 01IS08013C, TLK-Thermo GmbH, 2011
- [178] AUDI AG: *Selbststudienprogramm 649: Audi Q7 e-tron quattro (Typ 4M)*, AUDI AG, 2015
- [179] JOHNSTON, V. G.; BAGLINO, A. D.; KOHN, S. I.; MEHTA, V. H.; GADDA, C. D.; O'DONNELL, C. R.; BRUIJN, W. A. de: Patent: *Thermal management system with dual mode coolant loops*, US 8402776, Anmeldedatum: 23. Mai 2012
- [180] SATZGER, P.; HERBOLZHEIMER, R.: Patent: *Heiz-/Kühlkreislauf für Fahrzeuge, insbesondere für Hybridfahrzeuge oder reine Elektrofahrzeuge*, DE 102012208992 A1, Anmeldedatum: 29. Mai 2012

- [181] KIM, N.; ROUSSEAU, A.; RASK, E.: Thermal Model Development and Validation for Hybrid Electric Vehicles under Different Thermal Conditions, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 22.–24. Sep. 2014
- [182] HAMUT, H. S.; DINCER, I.; NATERER, G. F.: Experimental and Theoretical Efficiency Investigation of Hybrid Electric Vehicle Battery Thermal Management Systems, *Journal of Energy Resources Technology*, 2014, DOI: 10.1115/1.4026267
- [183] LEIGHTON, D.; RUGH, J. P.: EDV Range Improvement Using a Combined Fluid Loop Thermal Management Strategy, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 22.–24. Sep. 2014
- [184] JAVANI, N.; DINCER, I.; NATERER, G.; YILBAS, B. S.: Exergy analysis and optimization of a thermal management system with phase change material for hybrid electric vehicles, *Applied Thermal Engineering* 64 (1–2), 2014, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.053
- [185] GAO, G. G.: Investigation of Climate Control Power Consumption in DTE Estimation for Electric Vehicles, *SAE Technical Paper* (2014-01-0713), 2014, DOI: 10.4271/2014-01-0713

